

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

AREA DE TECNOLOGIA DE ALIMENTOS

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE ALIMENTOS Y DEL
EQUIPAMIENTO AGRÍCOLA**

TESIS DOCTORAL

**MODELO MATEMÁTICO, ANÁLISIS Y CONTROL DEL
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LOS SISTEMAS
FRIGORÍFICOS DE FÁBRICAS DE CONGELADOS VEGETALES**

Presentada por:

Arturo Esnoz Nicuesa

Dirigida por:

Dr. D Antonio López Gómez

Dr. D. Mario García Sanz

2002

Con estas líneas, quiero expresar mi gratitud a todas aquellas personas que, de una forma u otra han colaborado y me han apoyado a lo largo de la realización de este trabajo.

A los Drs. Antonio López y Mario García, directores de esta Tesis, por su activa participación y el apoyo, orientación y confianza recibidos de su parte.

Esta tesis se ha desarrollado dentro del Proyecto CIMFROZEN, que se ha llevado a cabo en colaboración con la Empresa BONDUELLE ESPAÑA, S.A., INFOSERVICIOS, S.A. y la ASOCIACIÓN DE LA INDUSTRIA NAVARRA (AIN), y con ayudas del MINER (Programa PAUTA e Iniciativa ATYCA, Ref. 694/96) y del CDTI (Ref. 970181), como Proyecto Concertado. Este Proyecto ha tenido como Investigador Principal al Prof. Dr. Antonio López Gómez, Catedrático de Universidad del Área de Tecnología de Alimentos.

RESUMEN

RESUMEN

El uso del frío es imprescindible en muchos procesos de fabricación dentro de las distintas industrias agroalimentarias. El correcto diseño y funcionamiento del sistema frigorífico como sistema auxiliar de los sistemas de proceso es muy importante para garantizar el éxito del proceso de producción. Además, las instalaciones frigoríficas absorben una parte importante del consumo energético total de las industrias agroalimentarias, como es el caso de una fábrica de alimentos congelados

Por otra parte, en la ingeniería del procesado de alimentos, la técnica de modelización y simulación, que permite un mayor conocimiento y la optimización de los procesos, hace posible que se piense en un aumento progresivo de la aplicación de la modelización a escala industrial. Además, la modelización de las instalaciones frigoríficas puede tener una gran incidencia en la disminución de los consumos energéticos y de fabricación, e incluso sobre la calidad del producto congelado. Sin duda, también será de gran utilidad para mejorar los sistemas de control de las instalaciones frigoríficas y los procesos en la industria de fabricación de alimentos congelados.

Los modelos desarrollados, e implementados en esta tesis en el lenguaje de programación C++, simulan el comportamiento dinámico de las instalaciones frigoríficas y de los equipos a los que dan servicio, congeladores y cámaras de conservación de congelados con un reducido número de ecuaciones y parámetros. Con ellos se simula dinámicamente, por una parte, el consumo eléctrico de las instalaciones frigoríficas y sus parámetros de funcionamiento más importantes, y, por otra, la temperatura del aire en el interior de los congeladores y las cámaras de

conservación de congelados, como parámetro más importante de funcionamiento de estos equipos.

Una vez determinados los modelos, se ha procedido a la linealización de estos modelos para poder obtener de ellos, mediante la transformación de las ecuaciones en un sistema de variables de estado, las funciones de transferencia necesarias para proceder al desarrollo de nuevos sistemas de control. Como primer paso en la construcción de los sistemas de control se ha procedido a analizar mediante la técnica RGA, los emparejamientos, los grados de acoplamiento y las estructuras de control resultantes para determinar las mejores estrategias de control a seguir.

De esta manera se ha llegado a la conclusión de realizar tres lazos de control SISO, respecto a las tres variables importantes de la instalación frigorífica. Los dos lazos que controlan el consumo eléctrico de los compresores han sido contruidos mediante lógica borrosa y el que controla la temperatura de la cámara mediante la técnica de control QFT.

El control de los compresores mediante lógica borrosa permite una acción de control suave sin cambios bruscos, y un ahorro energético al optimizar el sistema de control utilizado anteriormente.

Por otra parte, la técnica de control QFT permite el control de la temperatura de la cámara teniendo en cuenta las diferentes condiciones de funcionamiento, las inexactitudes del modelo, y, sobre todo, las perturbaciones en forma de entradas de energía, como las debidas a los ciclos de aperturas de puertas.

Por último se ha procedido a la construcción de un programa informático, CIMFROZEN, en lenguaje de programación C++ para Windows. Este software

realiza la simulación de una fábrica de congelados vegetales completa, lo que permite analizar el óptimo de funcionamiento según criterios de consumo de energía eléctrica y de organización de la producción. Por otra parte, este sistema informático permite también optimizar el uso del agua.

Todos estos resultados han podido demostrar el gran interés de las herramientas de modelización y control para conseguir un ahorro de energía y un funcionamiento óptimo dentro de unos márgenes mínimos de temperatura, de la instalación frigorífica y de la cámara de conservación de congelados.

SUMMARY

The use of refrigeration is essential in most of manufacturing processes in the food industry. The correct design and good operating of refrigeration systems as auxiliary systems of food processing systems is very important for success of production. Moreover, the refrigeration systems intake a great part of the total energy consumption in the food industry, like the frozen food plant.

In addition, in the food process engineering, the advances in modelling and simulation techniques, permitting a better knowledge of process, make possible an increasing use of modelling applications at industry level. Moreover, the modelization of refrigeration systems may have a great incidence in the reduction of energy and manufacturing costs, and on the frozen food quality. Doubtless, modelization will be also useful to improve the control of refrigeration systems.

The models developed in this thesis, implemented in C++ programation language, simulate the dynamic behaviour of refrigeration systems and process equipments, such as freezing equipments and frozen stores, at its service. Besides, these models are built with a reduced number of equations and parameters. In this manner they are simulated dynamically, the energy consumption of refrigerated systems and their most important working parameters, and, on the other hand, the air temperature inside the freezing equipments and frozen stores, and the most significant parameters in these equipments.

Once the models are determined, there has been linearized to obtain, through the transformation of equations in a state variables system, the transfer functions necessary to proceed to the development of control systems. As first step in the

construction of the control systems had been proceeded to analyse by means of RGA technique, the variable pairs, the degree of coupling and the control structures to obtain the best strategies of control.

In this way, it was decided to build three SISO control loops, regarding three significant variables of refrigeration systems. Two of them loops which control the energy consumption of compressors have been built by fuzzy logic and the loop controlling the store temperature by QFT control technique.

The control of compressor by fuzzy logic permits a “smooth“ control action without sudden changes, and with an energy save when optimising the control system used previously.

Moreover, the QFT control technique allows the cold store temperature control at different working conditions, like inaccuracy and uncertainties of model, and, above all, the disturbances, in form of energy inputs, like those due to doorway open cycles.

Finally a software has been built, named CIMFROZEN, in C++ programation language for Windows. This software performs the simulation of a complete frozen food plant, which makes it possible to analyse the optimum working conditions according to criteria of energy consumption and production scheduling. On the other hand, this software enables the optimisation of the water consumption.

All these results has been able to validate the utility of tools of modelization and control to obtain an energy save and the optimum working conditions inside minimum margins of temperature, of the refrigeration system and cold store for frozen foods.

INDICE

Capítulo 1: INTRODUCCIÓN	1
Capítulo 2: ANTECEDENTES	11
2.1. Modelización de sistemas	13
2.1.1. Introducción	13
2.1.2. Modelos contruidos mediante balances macroscópicos de materia y energía	15
2.1.3. Modelos contruidos mediante aproximación experimental	22
2.1.3.1. Modelos No-paramétricos	27
2.1.3.2. Modelos paramétricos	28
2.1.3.3. Redes Neuronales Artificiales (ANN)	32
2.1.4. Modelos basados en el conocimiento	33
2.1.4.1. Sistemas expertos	34
2.1.4.2. Modelos basados en conjuntos borrosos (<i>Fuzzy Sets</i>)	37
2.2. Modelos matemáticos de los sistemas frigoríficos	37
2.2.1. Modelos de los componentes de los sistemas frigoríficos	39
2.2.1.1. Compresor	39
2.2.1.1.1. Compresores alternativos	39
2.2.1.1.2. Compresores de tornillo	50
2.2.1.2. Condensador	51
2.2.1.3. Evaporador	57
2.2.1.4. Recipientes separadores	63
2.2.1.5. Cámaras frigoríficas y Túneles de congelación	66
2.3. Sistemas de control en las instalaciones frigoríficas	78
2.3.1. Sistemas de control basados en la Lógica Borrosa o <i>Fuzzy Logic</i>	84
2.3.1.1. Fundamentos de los sistemas de control basados en la lógica borrosa (FLC)	86
2.4. Sistemas de control basados en la técnica QFT (<i>Quantitative Feedback Theory</i>)	108
2.4.1. Introducción al QFT	108
Capítulo 3: OBJETIVOS Y PLAN DE TRABAJO	127
3.1. Objetivos	129
3.2. Plan de trabajo	130

Capítulo 4: MATERIAL Y MÉTODOS	133
4.1. Material e Instrumentación.....	135
4.2. Desarrollo de los modelos matemáticos no lineales.....	150
4.2.1. Modelización de los componentes principales de las instalaciones frigoríficas	151
4.2.1.1. Compresores.....	152
4.2.1.2. Condensadores	156
4.2.1.3. Recipientes separadores	157
4.2.1.4. Evaporadores.....	158
4.2.2. Sistemas frigoríficos de doble escalonamiento	160
4.2.2.1. Instalación frigorífica RV1	160
4.2.2.2. Instalación frigorífica SULZER.....	163
4.2.3. Sistemas frigoríficos de simple escalonamiento	164
4.2.3.1. Instalación RV2.....	165
4.2.3.2. Instalación RV3.....	166
4.2.4. Cámaras de conservación de congelados	168
4.2.4.1. T_{ca} Temperatura de la cámara (°C).....	170
4.2.4.2. Mc_a Masa térmica de la cámara (J/°C)	170
4.2.4.3. ϕ_{aper} Flujo de calor asociado a las aperturas de las puertas de la cámara (W).....	171
4.2.4.4. ϕ_{ce} Flujo de calor asociado a las pérdidas de frío a través de las paredes de la cámara.....	174
4.2.4.5. ϕ_e Flujo de calor debido a la potencia frigorífica de los evaporadores	175
4.2.4.6. ϕ_{24} Intercambio de energía y materia entre las dos zonas de la cámara.....	178
4.2.5. Túneles de congelación	179
4.3. Desarrollo del modelo lineal de una cámara de conservación de alimentos congelados y de sus sistema frigorífico.....	184
4.3.1. Linealización del modelo no-lineal	186
4.3.1.1. Linealización de los componentes	188
4.3.1.2. Obtención del modelo lineal	194
4.4. Determinación de los lazos de control	197
4.4.1. Análisis de Ganancia Relativo (RGA)	198
4.4.2. Obtención de las frecuencias nominales de trabajo	205
4.5. Desarrollo del sistema de control	206
4.5.1. Desarrollo del sistema de control QFT	208
4.5.1.1. Obtención de las Plantillas (<i>Templates</i>).....	209

4.5.1.2.	Obtención de las especificaciones de control.....	216
4.5.1.3.	Obtención del sistema de control	219
4.5.2.	Desarrollo de los sistemas de control asociados a los compresores	220
4.5.2.1.	Cálculo del óptimo de la presión intermedia	222
4.6.	Desarrollo de la herramienta de análisis CIMFROZEN.....	227
5.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	231
5.1.	Resultados y validación de los modelos no-lineales.....	233
5.1.1.	Instalación frigorífica RV1 y cámaras de conservación de congelados.....	233
5.1.2.	Instalación frigorífica SULZER y túnel 6MA.....	243
5.1.3.	Instalación frigorífica RV2 y túnel 26ADF	246
5.1.4.	Instalación frigorífica RV3 y túnel MATAL.....	247
5.2.	Resultados y validación del modelo lineal	248
5.3.	Resultados del análisis del RGA realizado.....	250
5.4.	Análisis de los sistemas de control.....	252
5.4.1.	Análisis del control QFT	252
5.4.2.	Análisis del sistema de control FLC-PI.....	260
5.5.	Resultados de la herramienta CINFROZEN	263
6.	CONCLUSIONES.....	269
7.	APÉNDICES.....	275
7.1.	Introducción a la función de Transferencia	277
7.2.	Introducción a la linealización de sistemas	283
7.3.	Referencias Bibliográficas.....	286
7.4.	Lista de figuras y Tablas.....	303

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1 Introducción.

El uso del frío es imprescindible en muchos procesos de fabricación dentro de las distintas industrias agroalimentarias. El correcto diseño y funcionamiento del sistema frigorífico como sistema auxiliar al servicio de los sistemas de proceso o líneas de elaboración es muy importante para garantizar el éxito del proceso de producción, en cuanto a la consecución de una adecuada calidad de producto (López, 1994).

Además, las instalaciones frigoríficas absorben una parte importante del consumo energético total de las industrias agroalimentarias. La importancia relativa de ese consumo energético viene determinada principalmente por el consumo eléctrico de los equipos frigoríficos que se tengan en una fábrica concreta.

En la Figura 1.1 se muestra la distribución del consumo de energía en el sector industrial de un país industrializado, y se observa que el 30% es el correspondiente a energía eléctrica. De este 30%, un 17% se debe a las instalaciones frigoríficas, lo que da una idea de la importancia económica del consumo de energía en estas instalaciones (López, 1995).

En España, el uso del frío alcanza prácticamente a todas las ramas de la actividad industrial, pero la aplicación a la conservación de productos perecederos, concretamente alimentos, sigue siendo la más importante. El último censo de la Industria Frigorífica Nacional (MINER, 1995) elaborado por la Dirección General de Industria del Ministerio de Industria, Comercio y Turismo da, en su actualización de diciembre de 1998, un total de 13.239.283 m³ de cámaras frigoríficas (con volumen superior a 20 m³), más una producción anual de hielo equivalente a 2.660.000 t/año.

Se estima que la capacidad de almacenamiento alcanzó en diciembre de 1993 casi los 16 millones de m³, lo que representa un "índice de frigorización" de 0.4 m³/habitante, uno de los más altos de la Unión Europea (Díaz, 1995).

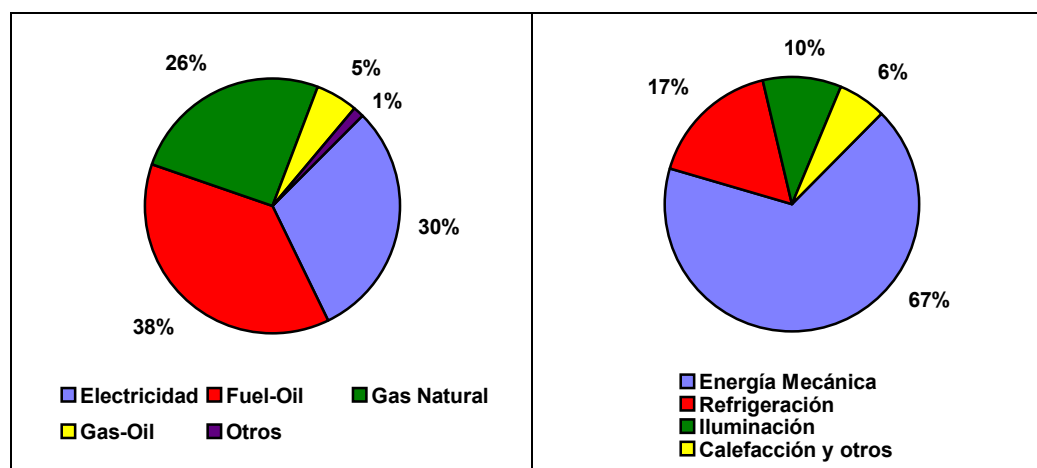


Figura 1.1 (a, b)

Distribución del consumo de energía en un país industrializado. (a) Todas las fuentes de energía; (b) Energía eléctrica. Fuente: López (1995).

En el sector alimentario, las instalaciones frigoríficas no se limitan a las cámaras de conservación, producción de alimentos congelados y fábricas de hielo, además existen las que el Censo denomina instalaciones anexas a industrias, y que son instalaciones frigoríficas auxiliares a procesos de fabricación que precisan del frío para la obtención de sus productos. También se ha de considerar el transporte frigorífico de productos refrigerados o congelados, las instalaciones de distribución minorista y los refrigeradores y congeladores de los establecimientos de restauración, de las instituciones y domésticos.

Traducido a magnitudes energéticas, el consumo eléctrico potencial de las instalaciones censadas a diciembre de 1990 ascendía a unos 2.200 GWh/año. Se estima que a diciembre de 1993, incluyendo la distribución alimentaria, la cifra

alcanzaba unos 3.000 GWh/año, es decir, aproximadamente el 2.2 % del consumo eléctrico nacional neto en el año 1993. Para comparar cifras, es interesante destacar que, en términos monetarios, el volumen de ventas de la industria alimentaria sobrepasó en el año 1992 los 7 billones de pesetas, lo que representaba casi el 12 % del PIB correspondiente a dicho año.

En cuanto a la utilización del frío en la industria agroalimentaria el subsector de la producción de alimentos congelados es uno de los más importantes. Además la demanda de productos vegetales congelados ha experimentado un crecimiento significativo en el mercado español en los últimos años, tal como se observa en la Figura 1.2.

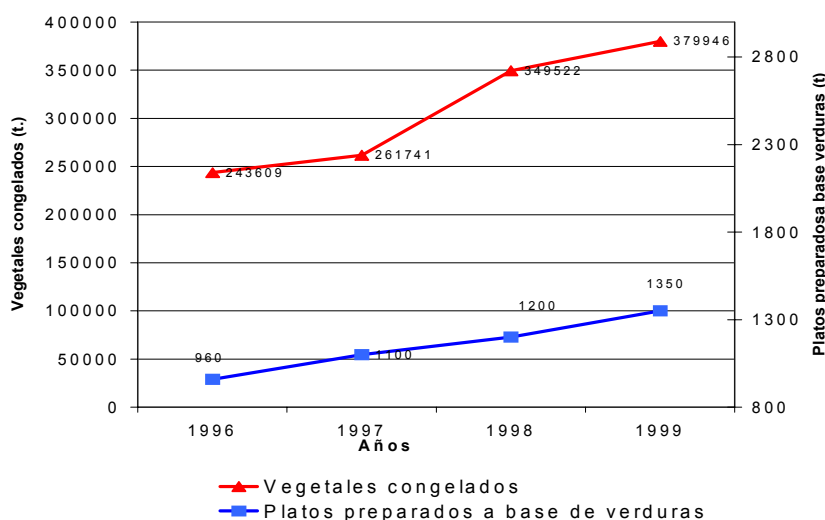


Figura 1.2.

Evolución de la producción de vegetales congelados (excepto patata prefrita). Fuente (Asociación Española de Fabricantes de Vegetales Congelados).

Este crecimiento se debe fundamentalmente a razones de índole socioeconómico, entre las que puede destacarse el consumo durante todo el año de

productos de carácter estacional, la concentración de la población en las ciudades, la incorporación de la mujer al mundo laboral, el interés del consumidor por productos de calidad tanto desde el punto de vista nutritivo como organoléptico. También, es determinante la importancia creciente que el sector hostelero, gran consumidor de este tipo de productos, está alcanzando en estos últimos años. Además, la posibilidad de innovación mediante una gran gama de mezclas y la tendencia hacia una dieta más saludable, próxima a la “mediterránea”, en la que los productos vegetales cobran una gran importancia, abre unas buenas perspectivas de futuro para este subsector. Esto ha hecho que el consumo de vegetales congelados haya crecido en los últimos años un 216 %, pasando de 1.8 en 1987 a 3.9 kg/persona y año en 1998, ver Tabla 1.1.

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998
Frutas y hortalizas congeladas	1.8	2	2.4	3	3.2	2.9	3	3.3	3.7	4.1	3.6	3.9

Tabla 1.1 . Consumo per cápita de frutas y hortalizas transformadas en España (kg/persona y año). Fuente: M.A.P.A. La Alimentación en España. Madrid, 1999.

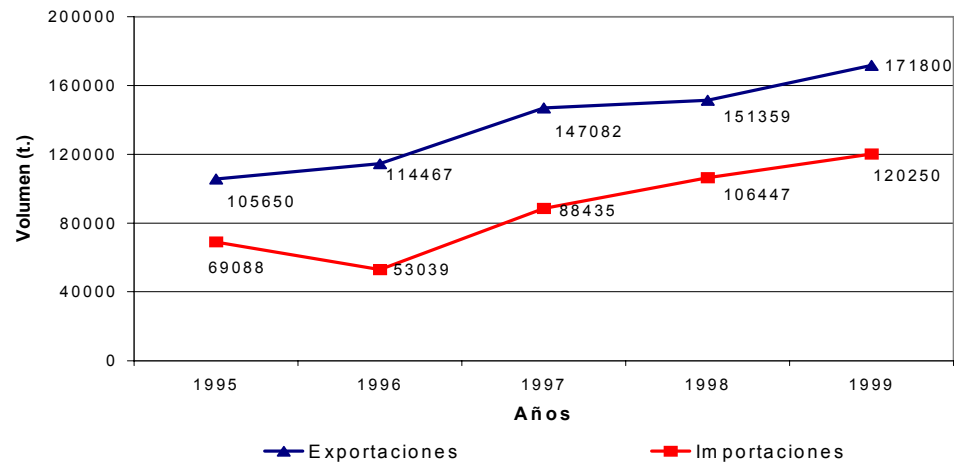


Figura 1.3.

Evolución del comercio exterior de vegetales congelados excepto patata prefrita.

Fuente: M.A.P.A. La Alimentación en España. Madrid, 1999.

También la producción de alimentos congelados creció, según el Informe sobre la Industria Española 1997-1998, en el año 1997 un 2.7 % respecto al año anterior. Esto, junto con el crecimiento del comercio exterior en este subsector (ver Figura 1.3) configura unas expectativas de futuro crecimiento dentro del sector alimentario.

Por otra parte, en la ingeniería del proceso de alimentos, la técnica de modelización y simulación viene siendo empleada desde hace varios años en investigación. El mayor conocimiento de los procesos y el desarrollo tanto de nuevas técnicas como de equipos informáticos más potentes, hace posible que se piense en un aumento progresivo de la aplicación de la modelización a nivel industrial (Skjöldebrand *et al.*, 1994).

Mediante el uso de técnicas de simulación del procesado de alimentos, se puede obtener los siguientes resultados (Arroqui, 2001):

- Mayor conocimiento de los factores que determinan la dinámica del proceso.
- Facilita la toma de decisiones, tanto en las fases de diseño como de operación de los equipos de proceso.
- Mayor capacidad de análisis en los estudios de viabilidad de determinadas alternativas de proceso.
- Mejor conocimiento de los balances de materia y energía necesarios para el diseño de los equipos.
- Mejora del conocimiento de los efectos que pueden producir los cambios en las variables del proceso, obteniendo una notable economía con respecto a experimentos realizados a nivel industrial, que muchas veces no pueden llevarse a cabo por implicar un coste excesivo.
- La optimización del proceso, consiguiendo un ahorro de energía, mejora de los rendimientos y la identificación de los posibles problemas de funcionamiento.
- Obtención de herramientas para el entrenamiento del personal y la formación de nuevos operarios.

A las plantas de proceso se les exige normalmente el máximo rendimiento compatible con la adecuada calidad del producto fabricado, y cada vez se considera más importante el funcionamiento regular y continuo de la planta. Uno de los factores que influye en dicha regularidad es el correcto aprendizaje de las personas vinculadas a las operaciones de proceso, ya que determinarán, en parte las paradas de planta y podrán evitar en cierta medida el consiguiente perjuicio económico.

Aunque los procesos simulados mediante un modelo son simplificaciones de la realidad y no pueden reflejar en su totalidad el comportamiento de los sistemas reales, son útiles para comprender su funcionamiento cualitativo y contribuir así a su aprendizaje.

Además, es interesante destacar el interés de la aplicación de la modelización en la solución de problemas de optimización y control en ingeniería de procesos. Estos problemas se plantean en la fase de diseño de los equipos de proceso, y, sobre todo, en la determinación de los sistemas de control (Mittal, 1997). De este modo, se pueden conseguir, en general, minimizar los costes de producción, maximizar la calidad del producto o ambas cosas a la vez (Banga, 2000).

Por todo lo anterior, el empleo de la modelización de las instalaciones frigoríficas puede tener una gran incidencia en la disminución de los costes energéticos y de fabricación, e incluso sobre la calidad del producto congelado. Sin duda, también será de gran utilidad para mejorar el nivel de automatización de las instalaciones frigoríficas y los procesos en la industria de fabricación de alimentos congelados.

Por tanto, dada la importancia de las instalaciones frigoríficas como sistemas auxiliares del proceso de fabricación de los alimentos congelados de origen vegetal, su implicación en los distintos aspectos de la calidad de los mismos, y las posibilidades de los nuevos sistemas de control, parece, a priori, de gran interés el desarrollo de un modelo que posibilite la simulación de estos sistemas frigoríficos para tratar de diseñar, a continuación, un nuevo sistema de control que optimice su funcionamiento.

Capítulo 2

ANTECEDENTES

2 Antecedentes.

2.1 Modelización de sistemas

2.1.1 Introducción

La ingeniería de procesos en la industria alimentaria tiene tres objetivos primordiales (Francis, 2000):

1. El estudio y análisis de los fenómenos que ocurren durante el desarrollo de los procesos
2. El desarrollo y uso de herramientas de cálculo que permitan diseñar los equipos que llevan a cabo las distintas operaciones unitarias.
3. El desarrollo de procedimientos y sistemas que permitan controlar adecuadamente dichos procesos

Debido, generalmente, a la dificultad de medición de determinados parámetros que caracterizan el estado estacionario o dinámico, la acción de control es, a menudo, llevada a cabo directamente por operarios humanos basándose en su propia experiencia, o por controles simples que, a su vez, son supervisados y continuamente modificados en sus consignas por operarios humanos. Estas tareas son realizadas normalmente de una manera óptima por estos operarios, pero implican una alta constante de tiempo. En este sentido, se podrían conseguir mejoras importantes si se dispusiera de modelos que predigan el comportamiento del proceso y se utilizaran con herramientas matemáticas que optimizaran su control.

Hay muchas maneras de predecir la evolución de los fenómenos que ocurren en un proceso, pero en todos los casos, se construyen modelos, incluso aunque no sean

formulados según la metodología de modelización clásica usada en la ingeniería de procesos.

Una buena, y concisa, definición de modelización es la construcción de herramientas matemáticas que nos permitan predecir el futuro de un proceso con una precisión aceptable. La base de esta definición es crucial para el diseño de buenos modelos con el propósito de controlar un proceso (Moreria, 2001).

Los modelos matemáticos han sido muy utilizados en la ingeniería de procesos. Durante mucho tiempo, fueron usados solo para propósitos de diseño o para el análisis de los fenómenos que tienen lugar durante el proceso (Himmelblau y Bischoff, 1976). Hay numerosos trabajos sobre los fenómenos de transferencia de calor, la caracterización del comportamiento de materiales, la cinética del crecimiento y destrucción microbiana, el comportamiento de las distintas operaciones unitarias, etc. (Heldman y Lund, 1992).

Para ello se han construido complejos modelos específicos que no son necesariamente útiles para su uso en el control de procesos. Como los objetivos del control son diferentes de los del diseño, en general, los modelos construidos para ser usados en control deben ser diferentes.

La Figura 2.1 muestra los distintos usos de los modelos para propósitos de control. Como se puede observar, se encuentran diferentes necesidades que implican diferentes modelos que han de ser apropiados para cada caso

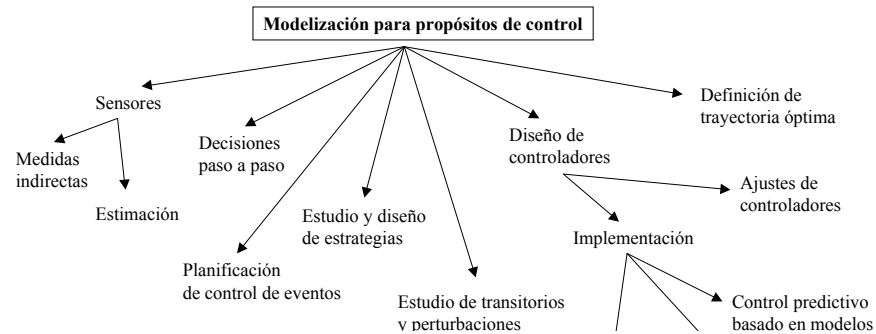


Figura 2.1
Diferentes tipos de modelos para propósitos de control (Moreira, 2001).

A continuación se presentan los diferentes enfoques para la construcción de modelos que pueden ser aplicados a diferentes propósitos de control. (Mittal, 1997; Dorf y Bishop, 1998).

- Modelos contruidos mediante balances macroscópicos de materia y energía
- Modelos contruidos mediante aproximación experimental
- Modelos basados en el conocimiento

2.1.2 Modelos contruidos mediante balances macroscópicos de materia y energía.

Aquí se engloban aquellos modelos obtenidos a través de la aplicación las leyes físicas básicas de conservación de materia y energía que gobiernan los procesos. Estos modelos representan el enfoque clásico de la ingeniería de procesos. Para construir estos modelos se asume un conocimiento de los parámetros que gobiernan los procesos, y en el conocimiento de estos parámetros está la mayor dificultad que encuentran estos modelos. Es relativamente sencillo plantear las ecuaciones correspondientes a los balances de materia y energía alrededor de un sistema frigorífico, pero es relativamente difícil encontrar los valores de los distintos parámetros que aparecen en las ecuaciones, como es el coeficiente global de transmisión de calor, o el coeficiente de transferencia de materia que interviene en la

formación de escarcha en el evaporador, etc. Por ello una parte importante del problema esta en la identificación de estos parámetros.

Normalmente, los modelos matemáticos desarrollados para los distintos componentes de un proceso de la industria agroalimentaria se han basado en la teoría general de la modelización y simulación de sistemas en ingeniería. En el caso del sistema frigorífico, a cada elemento del sistema frigorífico, considerado como un único sistema o zona independiente, le han sido aplicados balances de materia y energía, siguiendo la sistemática expuesta a continuación, obteniendo el sistema de ecuaciones diferenciales y algebraicas que componen el modelo matemático global de simulación (Cleland, 1982, 1984, 1990; Costa *et al.*, 1994; Lovatt *et al.*, 1998).

1. Balance macroscópico de materia.

Dado un sistema abierto donde se tienen T corrientes o flujos de materia, de entrada y salida, con S componentes en las distintas corrientes, tal como se indica en la Figura 2.2:

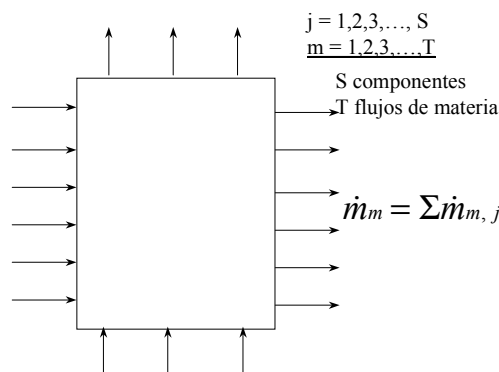


Figura 2.2
Sistema abierto con diferentes flujos de materia o corrientes de entrada/salida, con distintos componentes en cada corriente.

Al hacer un balance de materia alrededor de este sistema se cumplirá:

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{Caudal de} \\ \text{acumulación} \\ \text{de materia} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{Caudal neto} \\ \text{de entrada} \\ \text{de materia} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} \text{Caudal de} \\ \text{generación} \\ \text{de materia} \end{array} \right\} \quad [2.1]$$

Si se considera el balance respecto de un solo componente j tal como se muestra en la Figura 2.2, se tendrá:

$$\frac{dn_j}{dt} = \sum_{m=1}^T \dot{m}_{m,j} + R_j \quad (j = 1, 2, \dots, S) \quad [2.2]$$

donde:

dn_j/dt representa la variación con el tiempo de la cantidad de masa de componente j en el sistema (n_j), es decir, el término de acumulación; $\dot{m}_{m,j}$ representa el caudal de componente j que entra o sale del sistema a través de la corriente m -ésima, considerando las T corrientes que entran o salen. Finalmente, R_j es la cantidad de componente j generado por unidad de tiempo en el sistema.

En ciertos casos que aparecen en los sistemas frigoríficos el balance anterior se puede simplificar, puesto que en estos componentes del sistema frigorífico, existe una sola entrada de caudal másico de refrigerante, que es igual al caudal de salida porque no existe acumulación de refrigerante en ninguno de sus componentes. Por tanto se trata de un sistema en estado estacionario sin generación de materia (ya que no se consideran reacciones químicas), cuya ecuación para un solo componente puede escribirse como:

$$\sum_{m=1}^T \dot{m}_m = 0 \quad [2.3]$$

2. Balance macroscópico de energía.

Habitualmente no será suficiente conocer los balances de materia (global y de componentes) en un sistema, sino que interesará saber la temperatura que posee cada corriente, la cantidad de energía térmica que se intercambia en un determinado equipo, etc. Es decir, será necesario aplicar un balance macroscópico de energía alrededor del sistema.

Los diferentes tipos de energía que forman parte del balance energético son (Costa *et al.*, 1994):

- Energía Interna (U_i).
- Energía Potencial (ϕ)
- Energía Cinética (K)
- Calor (Q)
- Trabajo (W)

Las tres primeras formas de energía son funciones de estado, mientras que el calor y el trabajo dependen del camino termodinámicamente recorrido por el sistema cuando evoluciona, y son formas de energía que se intercambian entre el sistema y los alrededores, sin estar asociadas a flujos de materia.

De las formas de energía anteriormente citadas, son la energía interna, el calor y el trabajo las que aparecerán en el balance macroscópico de energía de los sistemas frigoríficos, despreciándose por tanto las variaciones que pueda haber en la energía potencial y cinética del sistema.

La Energía Interna (U_i) es la suma de las energías de las partículas que constituyen una sustancia. Estas partículas (átomos, moléculas, iones, etc.) se hayan en continuo movimiento (rotación, vibración y traslación), por lo que es la suma de las energías de estas partículas debidas a su movimiento la que constituye la energía interna total del sistema. La termodinámica indica que el valor de la energía interna es función de la cantidad de materia, del calor específico y de la temperatura del sistema, luego para una masa n de sustancia se tendrá:

$$U_i = \int_n \hat{c}_v \cdot T \cdot dn \quad [2.4]$$

Donde

\hat{c}_v es el calor específico a volumen constante, y T la temperatura.

El Calor (Q) es el calor transferido entre el sistema y los alrededores, y depende de la diferencia de temperaturas entre ambos y del área de intercambio. El calor transferido por unidad de tiempo entre el sistema y los alrededores viene dado por la expresión:

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta T \quad [2.5]$$

Donde U es el coeficiente global de transmisión de calor (en $\text{J/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{s}$), A el área de intercambio (en m^2), y ΔT el incremento de temperaturas entre el sistema y los alrededores (en $^\circ\text{C}$).

El trabajo (W) puede ser mecánico, eléctrico, etc. El trabajo mecánico de compresión es la integral de una fuerza F por el espacio recorrido. Para fluidos que se comprimen en un sistema cerrado se tendrá:

$$W = \int_x F \cdot dx = \int_x p \cdot S \cdot dx = \int_V p \cdot dV \quad [2.6]$$

Si se tiene un sistema abierto representado por el bloque de la Figura 2.2 con caudales másicos de entrada y de salida, el balance de energía establece:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Velocidad de} \\ \text{acumulación} \\ \text{de energía} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada neta} \\ \text{de energía} \\ \text{por unidad} \\ \text{de tiempo} \end{array} \right\} \quad [2.7]$$

Puesto que sólo pueden acumularse en el sistema las formas de energía que son funciones de estado (energía interna, cinética y potencial) se tiene que:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación} \\ \text{de energía} \end{array} \right\} = \frac{d}{dt}(U_i + K + \Phi) \quad [2.8]$$

En cuanto a la entrada neta de energía, se distinguen dos tipos de energía: la asociada a las entradas y salidas de materia, y la energía intercambiada con los alrededores del sistema.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada neta} \\ \text{de energía} \\ \text{asociada a} \\ \text{flujos de} \\ \text{materia} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \sum_m \hat{U}_{i,m} \cdot \dot{m}_m + \sum_m \hat{K}_m \cdot \dot{m}_m + \\ \sum_m \hat{\Phi}_m \cdot \dot{m}_m + \sum_m p_m \cdot S_m \cdot v_m \end{array} \right\} \quad [2.9]$$

donde:

$\hat{U}_{i,m}$ = Energía interna por unidad de masa de la corriente m

\hat{K}_m = Energía cinética por unidad de masa de la corriente m

$\hat{\Phi}_m$ = Energía potencial por unidad de masa de la corriente m

p_m = Presión de la corriente m , a la entrada del sistema

S_m = Sección de paso al sistema de la corriente m

v_m = Velocidad media de la corriente m

Dado que $S_m \cdot v_m$ es el caudal volumétrico, igual a $m_m \cdot \hat{V}_m$, la entalpía por unidad de masa se define como:

$$\hat{H}_m = \hat{U}_m + p_m \cdot \hat{v}_m \quad [2.10]$$

Entonces, el balance de energía total tendrá la forma:

$$\frac{d}{dt}(U_i + K + \Phi) = \sum_m (\hat{H} + \hat{K} + \hat{\Phi})_m \cdot m_m + \dot{Q} + \dot{W} \quad [2.11]$$

Esta expresión del balance macroscópico de energía es de difícil empleo, ya que maneja valores absolutos de la energía interna, entalpía y energías cinética y potencial; por este motivo es conveniente transformar esta expresión en otra que maneje magnitudes relativas. La definición de estos valores de referencia se puede hacer mediante una temperatura para H^* , una altura para ϕ^* , y un sistema de coordenadas para K^* .

La expresión del balance de energía total teniendo en cuenta los valores de referencia será:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(U_i - H^* + K - K^* + \Phi - \Phi^*) = \\ \sum_m (\hat{H} - \hat{H}^* + \hat{K} - \hat{K}^* + \hat{\Phi} - \hat{\Phi}^*) \cdot m_m + \dot{Q} + \dot{W} + \frac{d(\rho \cdot V)}{dt} \end{aligned} \quad [2.12]$$

Dado que la variación de la energía interna puede escribirse como:

$$\frac{dU_i}{dt} = \frac{dH}{dt} - \frac{d(p \cdot V)}{dt} [2.13]$$

la expresión definitiva del balance macroscópico de energía toma la forma:

$$\frac{d}{dt}(U_i - H^* + K - K^* + \Phi - \Phi^*) = \sum_m (\hat{H} - \hat{H}^* + \hat{K} - \hat{K}^* + \hat{\Phi} - \hat{\Phi}^*)_m \cdot m_m + \dot{Q} + \dot{W} [2.14]$$

La expresión general anterior puede ser simplificada. Por ejemplo, en los balances macroscópicos de energía aplicados a los sistemas frigoríficos se pueden despreciar las posibles variaciones de la energía cinética y potencial, por lo que la expresión anterior queda:

$$\frac{d}{dt}(H - H^*) = \sum_m (\hat{H} - \hat{H}^*)_m \cdot m_m + \dot{Q} + \dot{W} + \frac{d(p \cdot V)}{dt} [2.15]$$

Estos balances pueden ser contruidos, como se ha indicado anteriormente, sobre cada uno de los componentes del sistema en los casos en el que la única variable independiente sea la temporal. En el caso de encontrarse más de una variable independiente, como en el caso de que nos encontremos con que los balances dependen también de las dimensiones, nos encontramos que los planteamientos de los balances tienen forma de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales (PDE).

Estos balances así expresados tienen difícil solución analítica, por lo que se usan técnicas numéricas para poder resolver las ecuaciones, como son la aproximación por diferencias finitas y por elementos finitos (Arroqui, 2001).

2.1.3 Modelos contruidos mediante aproximación experimental

Hay numerosos procesos en los que no se parte de sus leyes físicas para construir sus modelos bien porque no se conocen éstas o bien porque plantean

numerosos problemas difíciles de resolver. En esos casos, un enfoque en la modelización es partir de datos experimentales para estimar un modelo que reproduzca fielmente los experimentos. Este tipo de modelos no nos da información acerca de las leyes físicas que gobiernan el proceso por lo que se denominan modelos de caja negra. Utilizando la información obtenida, estudiando la relación entre la señal de entrada y la respuesta, es posible encontrar un modelo aproximado del comportamiento del sistema. Este proceso se conoce como identificación de sistemas. (Johansson, 1993)

Para poder conseguir un buen modelo sobre la base de experimentos es crucial la determinación adecuada de estos experimentos, más aún cuando el proceso a modelar se desarrolla en régimen transitorio.

Para ilustrar este caso, se puede suponer un sistema real que presenta una dinámica definida en forma discreta según la ecuación:

$$y(k) + a \cdot y(k-1) = b_1 \cdot u(k-1) + b_2 \cdot u(k-2) + v(k) \quad [2.16]$$

El operador k representa el instante de muestreo. Así $y(k-1)$ representa el valor de variable y en el instante de muestreo anterior a k . La variable u representa la entrada del sistema y v el ruido que aparece en el sistema

Es fácil comprobar que si $\{u(k)\}$ fuese nula, es decir no excitáramos el sistema, solo podríamos obtener información del parámetro a . Si la entrada consiste en un escalón (señal de entrada unidad), los coeficientes del segundo miembro aparecen siempre de la forma $(b_1 + b_2)$, por lo que resulta imposible determinar su valor por separado.

Otro aspecto a considerar es que si se considera el dominio de la frecuencia, el sistema debe ser excitado en todo el rango de frecuencias que se va a utilizar para el control, lo que se denomina ancho de banda. Generalmente, este ancho de banda no se conoce exactamente. Este procedimiento de experimentación debe ser utilizado en aquellos casos en que nuestro sistema sea sensible a la variación de las señales de entrada. En estos casos el conocimiento de la respuesta del sistema ante una entrada escalón no sería suficiente, ya que la respuesta del sistema variaría según la frecuencia de las señales de entrada, ya que modifican los parámetros del sistema.

Una solución muy utilizada para este caso es aplicar una señal aleatoria en frecuencia y amplitud (ruido blanco). Si esto no es posible por limitaciones técnicas o de otro tipo se puede utilizar una secuencia binaria pseudo-aleatoria (PRBS). Consiste en aplicar una secuencia de excitación en escalones caracterizada porque varían los periodos de excitación (Davies,1970; Godfrey,1970). (Figura 2.3)

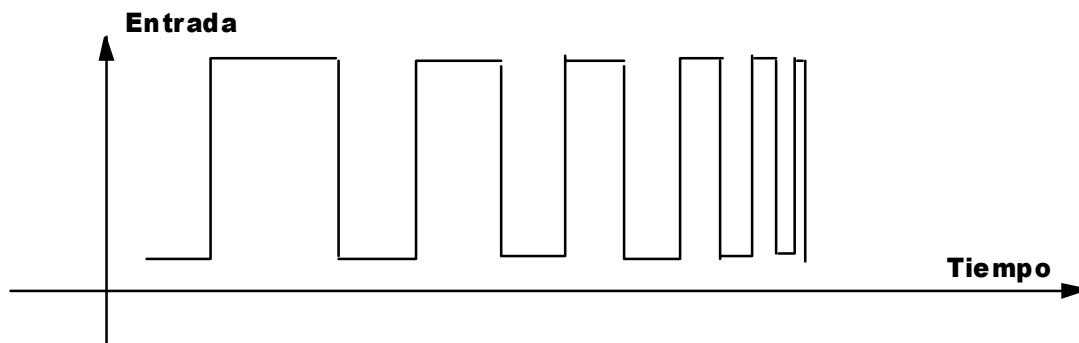


Figura 2.3
Señal de excitación de secuencia binaria pseudo-aleatoria (PRBS).

Otro parámetro importante es la elección del tiempo de muestreo. Se ha demostrado a través del *Teorema de Shannon* (Ogata, 1998), que la mala elección del tiempo de muestreo implica a su vez dos problemas. Primero, si el periodo de

muestreo es demasiado largo, parte de la información se pierde. Un ejemplo clásico es el muestreo de una señal sinusoidal cuyo tiempo de muestro sea igual que el periodo de la señal. La señal muestreada tomara un valor constante. Si la frecuencia de muestreo es menor que dos veces la frecuencia máxima de la señal a muestrear se producen efectos de solape en el espectro básico de la señal, por ello nuestra frecuencia de muestreo debe ser mayor que ese valor. Un ejemplo del problema de muestrear a baja frecuencia se representa en la Figura 2.4 en la que se ha perdido información y nos aparece una onda de más baja frecuencia.

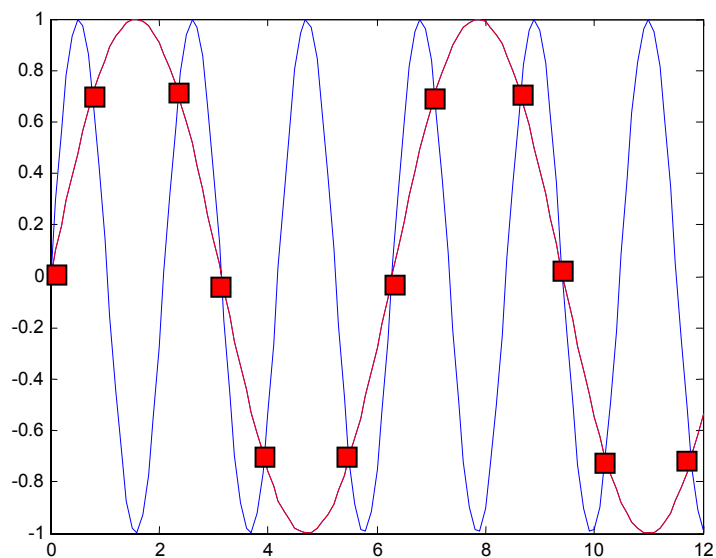


Figura 2.4
Ejemplo del problema de muestrear una señal a baja frecuencia.

Muestrear demasiado rápido conduce a problemas numéricos, como pobre rechazo al ruido debido al gran ancho de banda que permitimos en la señal y en general no se gana en precisión muestreando demasiado rápido.

La selección del periodo de muestreo óptimo debe estar por debajo de las constantes de tiempos del sistema. En general, una frecuencia de muestreo 10 veces mayor que el ancho de banda del sistema es una buena elección (Johansson, 1993).

En segundo lugar, otro problema importante en el muestreo es la dificultad que se encuentra un sistema con mucho ruido, tanto si este es debido a perturbaciones inherentes al sistema como a perturbaciones en los aparatos de medida. La relación señal/ruido es un parámetro muy importante a la hora tanto de elegir la señal de excitación como el periodo de muestreo.

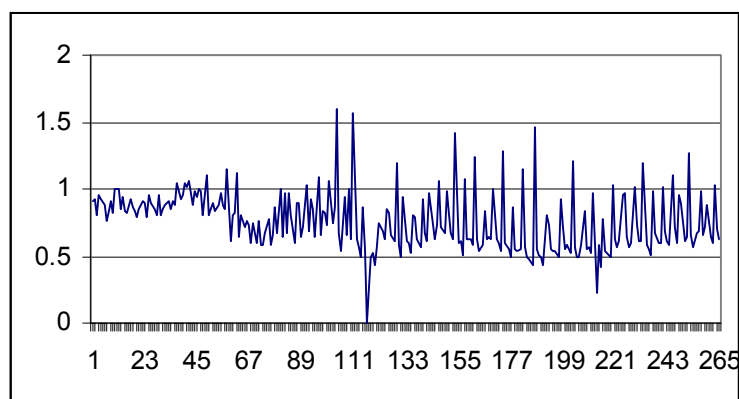


Figura 2.5
Ejemplo de la aparición de ruido relevante en una señal muestreada.

Como se ve en la Figura 2.5 la señal obtenida es bastante pobre, esta señal es una muestra de los problemas antes mencionados y es necesario el uso de filtros que podrían eliminar información de la señal.

Una vez que se tiene la información de los experimentos es necesario elegir el método de identificación que se va a utilizar. Existen varios tipos (Johansson, 1993; Lera, 1994).

- Modelos no-paramétricos
- Modelos paramétricos
- Modelos basados en Redes neuronales.

2.1.3.1 Modelos No-paramétricos.

Estos modelos se denominan así debido a que no emplean, explícitamente, un vector de parámetros de dimensión finita en la búsqueda de la mejor descripción posible del sistema.

Existen técnicas basadas en la respuesta del sistema en el dominio temporal y en el frecuencial. Nombraremos las siguientes (Johansson, 1993; Lera, 1994):

-Análisis del transitorio. En este caso se obtiene como modelo la respuesta impulsional o escalón. Muchos sistemas pueden aproximarse a sistemas de orden bajo mediante esta técnica. En su contra decir que es muy sensible al ruido del sistema y los modelos obtenidos son poco precisos.

-Análisis de correlación. Se basa generalmente en la utilización de ruido blanco como entrada. Es bastante insensible al ruido en la señal de salida, como por ejemplo el debido a las perturbaciones en la instrumentación con la que medimos la variable de salida del proceso.

-Análisis frecuencial. Se basa en la utilización de entradas sinusoidales como señales de excitación. De estas señales se obtiene una ganancia del proceso y un desfase de la señal de salida con la que se compone una respuesta frecuencial que se representa en un diagrama de Bode o equivalente. Esta composición sería semejante a la que se obtendría al trasladar al dominio de la frecuencia la función de transferencia. Este método es bastante sensible a las perturbaciones, lo que hace que en la práctica sea raramente utilizado.

-Análisis espectral. El modelo obtenido es similar al anterior. Para obtener un modelo lo suficientemente preciso se deben utilizar funciones de ventana, lo que limita la resolución frecuencial.

En general los métodos no paramétricos son fáciles de aplicar, pero permiten obtener solamente modelos moderadamente precisos. Si no son suficientes, estos métodos pueden servir para obtener información útil sobre cómo aplicar otros métodos, y como método de validación.

2.1.3.2 Modelos paramétricos.

En general, para la descripción de los sistemas se utilizarán unas estructuras flexibles que se pueden adecuar a cada caso mediante el ajuste de ciertos parámetros.

Los métodos de ajuste se basan, habitualmente, en la minimización de los errores de predicción. Para poder emplearlos, se debe encontrar primero un procedimiento que permita, dados los valores de las entradas y salidas hasta el instante n , predecir cual será el próximo (predictor a un paso) o los k próximos (predictor a k pasos) valores de salida (si se conoce la entrada hasta el instante $n+k$).

En general se puede representar el comportamiento de un sistema lineal mediante la ecuación:

$$y(k) = G(q) \cdot u(k) + H(q) \cdot e(k) \quad [2.17]$$

Con $G(q)$ la función de transferencia entre salida/entrada, $H(q)$ la función de transferencia entre salida/ruido y $\{e(k)\}$ una entrada de ruido blanco del sistema. Estas funciones de transferencia no son infinitas y generalmente son racionales y descripciones en el espacio de estados de dimensión finita. Especificar $G(q)$ y $H(q)$ de dimensión finita permite considerarlas como un vector de parámetros $\bar{\Theta}$. Entonces el modelo queda descrito:

$$y(k, \bar{\Theta}) = G(q, \bar{\Theta}) \cdot u(k) + H(q, \bar{\Theta}) \cdot e(k) \quad [2.18]$$

Este modelo no es realmente un único modelo sino un conjunto de modelos, que denominaremos estructuras, de entre los cuales se seleccionará el que mejor se ajuste a nuestro sistema.

Debido al ruido inherente a los sistemas y que en general no se conoce, es imposible predecir con precisión absoluta el valor de la salida del sistema en un determinado instante k . Nótese que al no conocer el valor de ruido $\{e(k)\}$ es imposible estimar de una manera directa los parámetros. A lo más que se puede aspirar es a que el error cometido se deba solo al último valor de ruido si se conoce la información correspondiente a los valores anteriores del ruido.

Bajo la hipótesis de que el ruido tiene media nula, lo mejor que se puede hacer es suponer que su valor en el instante en que se va a realizar la predicción es cero. Esto conduce a la siguiente expresión para el valor predicho:

$$\hat{y}(k, \bar{\Theta}) = G(q, \bar{\Theta}) \cdot u(k) + [H(q, \bar{\Theta}) - 1] \cdot e(k) \quad [2.19]$$

y eliminando el ruido de esta expresión mediante la ecuación anterior se demuestra que el mejor predictor es:

$$\hat{y}(k, \bar{\Theta}) = H^{-1}(q, \bar{\Theta}) \cdot G(q, \bar{\Theta}) \cdot u(k) + [1 - H^{-1}(q, \bar{\Theta})] \cdot y(k) \quad [2.20]$$

y su diferencia con el valor medido, si $\bar{\Theta}$ coincide con el verdadero valor de los parámetros, es exactamente $e(k)$.

De la misma manera que se ha construido un predictor a un paso para ese modelo, se pueden construir otros predictores para realizar predicciones de cuales van a ser las siguientes k muestras de la señal de salida. A estos predictores se les llama predictores de orden k y suelen ser habituales en técnica de control predictivo (Ibarrola, 1998).

Por otro lado se deben utilizar expresiones particularizadas de la estructura general y de su predictor para su uso común. A continuación se detallarán las estructuras de uso más extendido (Söderström y Stoica, 1989; Lera, 1994).

a) Estructura ARX

Un modelo presenta la estructura ARX si se puede describir de acuerdo con la ecuación:

$$A(q) \cdot y(k) = B(q) \cdot u(k) + e(k) \quad [2.21]$$

Donde $A(q)$ y $B(q)$ son polinomios en grado n_a y n_b respectivamente. De acuerdo con la nomenclatura anterior tendríamos:

$$G(q, \bar{\Theta}) = \frac{B(q)}{A(q)} \quad [2.22]$$

$$H(q, \bar{\Theta}) = \frac{1}{A(q)} \quad [2.23]$$

El problema de este sistema es que no es muy natural, ya que el ruido solo es filtrado por una parte de la función de transferencia del sistema. A pesar de éste, se utiliza porque permite utilizar técnicas sencillas y potentes para determinar los parámetros.

b) Estructura ARMAX

Es una ampliación de la estructura ARX. Es de las más utilizadas aunque plantea parecidos problemas que la estructura ARX.

$$A(q) \cdot y(k) = B(q) \cdot u(k) + C(q) \cdot e(k) \quad [2.24]$$

c) Estructura de Error de Salida (Output Error)

Esta estructura presupone que la única fuente de ruido del sistema aparece en los sensores, de manera que tenemos un ruido aditivo blanco a la salida.

$$y(k) = \frac{B(q)}{F(q)} \cdot u(k) + e(k) \quad [2.25]$$

d) Estructura de BOX-JENKINS

En esta estructura tanto el sistema como el ruido presentan dos funciones de transferencia completamente independientes.

$$y(k) = \frac{B(q)}{F(q)} \cdot u(k) + \frac{C(q)}{D(q)} e(k) \quad [2.26]$$

e) Estructura de MODELO GENERAL (Predictor Error Model)

Es la estructura general de la que todas las anteriores son casos particulares.

$$A(q) \cdot y(k) = \frac{B(q)}{F(q)} \cdot u(k) + \frac{C(q)}{D(q)} e(k) \quad [2.27]$$

El predictor se obtiene sustituyendo directamente en la ecuación del predictor a un paso, los valores de $G(q)$ y $H(q)$.

$$\hat{y}(k) = \frac{D(q) \cdot B(q)}{C(q) \cdot F(q)} \cdot u(k) + \left[1 - \frac{A(q) \cdot C(q)}{D(q)} \right] y(k) \quad [2.28]$$

A partir de esta expresión del predictor a un paso general, podemos construir los predictores de cada estructura como es el caso de la estructura ARX.

$$\hat{y}(k) = B(q) \cdot u(k) + [1 - A(q)] y(k) \quad [2.29]$$

La importancia del predictor radica en que los métodos de determinación de parámetros se basan en la minimización del error de predicción.

La elección de un tipo de modelo generalmente se basa en pruebas tanto objetivas como subjetivas (Söderström y Stoica, 1989) y en general es la experiencia la que determina el modelo a utilizar aunque siempre es mejor empezar con una estructura sencilla como el ARX y posteriormente aumentar la complejidad conforme necesitemos un ajuste más fino (Lera, 1994).

2.1.3.3 Redes Neuronales Artificiales (ANN)

Una red neuronal puede modelar un proceso sin tener, a priori, prácticamente ningún conocimiento del proceso. Esto es debido a que las redes neuronales trabajan con conjuntos de datos experimentales con los que la red “aprende” este

conocimiento. Este sistema de modelización es especialmente indicado para ciertos procesos agroalimentarios en los que no se conocen bien los mecanismos, o los modelos encontrados no se ajustan adecuadamente, o son fuertemente no-lineales, o implican un gran conjunto de variables, o implican un gran conjunto de parámetros (Ungar *et al*, 1996). El método de modelización consiste en identificar las variables consideradas de entrada y de salida, seleccionar la estructura apropiada de red neuronal y las leyes de aprendizaje y someter a esta red a un periodo de aprendizaje mediante un conjunto de pares de datos de entrada y salida con los que la red verifica su aprendizaje.

Una red simple, y a menudo la más usada, para la modelización mediante redes neuronales es la llamada red neuronal multicapa con algoritmo de aprendizaje por retropropagación (*backproagation*).

Como ejemplo se puede citar a Huang *et al* (1998) que desarrolló un modelo basado en redes neuronales para predecir el comportamiento de un complejo proceso de fritura de alimentos. El modelo contaba con dos entradas, la temperatura del aceite y el tiempo de residencia, y dos salidas, el color del producto y la humedad de salida del producto. Para modelizar este proceso se desarrolló una red neuronal de 8x3x2, es decir, 8 entradas que engloban a las salidas retroalimentadas y la entrada en dos instantes de tiempo, 3 neuronas ocultas y 2 salidas

2.1.4 Modelos basados en el conocimiento.

En estos modelos lo que prima es el conocimiento humano que se tiene del proceso, aunque no se comprenda o sea difícil de obtener el conjunto de ecuaciones básicas que rigen ese proceso.

Lo que se pretende en este tipo de modelos es expresar el conocimiento humano de una forma que pueda ser programada y ejecutada repetidamente. Este enfoque entra dentro de lo que se conoce como Inteligencia Artificial (IA), ya que un sistema de ordenadores que trabaje con técnicas de IA deberá estar en situación de combinar información de forma "inteligente", alcanzar conclusiones y justificarlas (al igual que el resultado final) y esto es lo que hacen estos tipos de modelos.

Aunque puedan confundirse, los dos tipos de modelos basados en el conocimiento más representativos son:

- Sistemas expertos
- Modelos basados en conjuntos borrosos

2.1.4.1 Sistemas expertos

Los sistemas expertos se pueden considerar como el primer producto verdaderamente operacional de la inteligencia artificial (Lucas y Gaga, 1991). Son programas de ordenador diseñados para actuar como un especialista humano en un dominio particular o área de conocimiento. En este sentido, pueden considerarse como intermediarios entre el experto humano, que transmite su conocimiento al sistema, y el usuario que lo utiliza para resolver un problema con la eficacia del especialista. El sistema experto utilizará para ello el conocimiento que tenga almacenado y algunos métodos de inferencia.

A la vez, el usuario puede aprender observando el comportamiento del sistema. Es decir, los sistemas expertos se pueden considerar simultáneamente como un medio de ejecución y transmisión del conocimiento.

Lo que se intenta, de esta manera, es representar los mecanismos heurísticos que intervienen en un proceso de descubrimiento. Éstos mecanismos forman ese conocimiento difícil de expresar que permite que los expertos humanos sean eficaces calculando lo menos posible. Los sistemas expertos contienen ese "saber hacer".

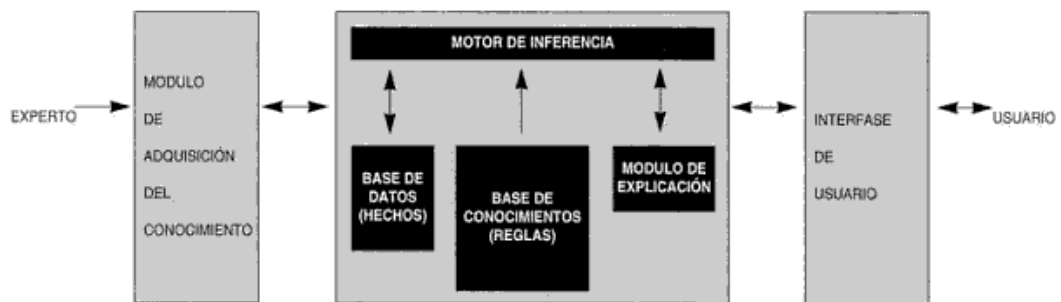


Figura 2.6
Estructura de un sistema experto. (Giarrantano y Riley, 1994)

La característica fundamental de un sistema experto es que separa los conocimientos almacenados (*base de conocimiento*) del programa que los controla (*motor de inferencia*). Los datos propios de un determinado problema se almacenan en una base de datos aparte (*base de hechos*), (Lucas y Gaga, 1991), ver Figura 2.6.

Una característica adicional deseable, y a veces fundamental, es que el sistema sea capaz de justificar su propia línea de razonamiento de forma inteligible por el usuario (Lavrac y Dzeroski, 1994).

Los sistemas expertos siguen una filosofía diferente a los programas clásicos. Esto queda reflejado en la Tabla 2.1, que resume las diferencias entre ambos tipos de procesamiento.

SISTEMA CLÁSICO	SISTEMA EXPERTO
Conocimiento y procesamiento combinados en un programa	Base de conocimiento separada del mecanismo de procesamiento
No contiene errores	Puede contener errores
No da explicaciones, los datos sólo se usan o escriben	Una parte del sistema experto la forma el módulo de explicación
Los cambios son tediosos	Los cambios en las reglas son fáciles
El sistema sólo opera completo	El sistema puede funcionar con pocas reglas
Se ejecuta paso a paso	La ejecución usa heurísticas y lógica
Necesita información completa para operar	Puede operar con información incompleta
Representa y usa datos	Representa y usa conocimiento

Tabla 2.1. Comparación entre un sistema clásico de procesamiento y un sistema experto.
(Lucas y Gaag, 1991)

La base de conocimientos contiene el conocimiento especializado extraído del experto en el dominio. Es decir, contiene conocimiento general sobre el dominio en el que se trabaja. El método más común para representar el conocimiento es mediante reglas de conocimiento. El dominio de conocimiento representado se divide, pues, en pequeñas fracciones de conocimiento o reglas, SI...ENTONCES.... Cada regla constará de una parte denominada condición y de una parte denominada acción, y tendrá la forma:

SI condición ENTONCES conclusión y/o acción

Estas reglas pueden a su vez generar nuevas reglas (*metareglas*) generando entre todas la base de conocimiento.

De esta manera a partir de la base de hechos y con los mecanismos de búsqueda heurística del motor de inferencia se ira seleccionando entre el “árbol” de reglas aquellas con las que generaremos la predicción adecuada para nuestro proceso (Giarrantano y Riley, 1994).

2.1.4.2 Modelos basados en conjuntos borrosos (Fuzzy Set).

Estos modelos se basan en la ampliación de la lógica tradicional que supone el uso de la lógica borrosa o lógica *fuzzy* (Zadeh,1965). En la lógica tradicional el concepto de verdadero/falso o pertenencia/no-pertenencia solo tiene dos estados que podemos representar como cero o uno, según el concepto binario, mientras que la lógica *fuzzy* puede tomar múltiples valores, difuminándose, de ahí el nombre de borroso, el concepto de verdadero o falso.

Como parte del diseño del control ha sido realizado mediante un controlador de Lógica borrosa, se ha creído conveniente dedicarle una parte más importante en el capítulo dedicado a los sistemas de control.

2.2 Modelos matemáticos de los sistemas frigoríficos.

Existen en la literatura numerosos trabajos sobre el desarrollo de modelos matemáticos de sistemas frigoríficos, centrándose la mayoría en el desarrollo de modelos para los diferentes componentes de las instalaciones frigoríficas. Respecto a

los modelos de componentes, éstos son tratados con detenimiento en los siguientes apartados.

Entre las investigaciones realizadas sobre los modelos globales de instalaciones frigoríficas es de destacar el trabajo del profesor A.C. Cleland (*Dpto. of Biotechnology, Massey University, Palmerston North, New Zeland*). Gran parte de su trabajo se centra sobre todo en la consecución de una metodología adecuada para el desarrollo de modelos para los sistemas frigoríficos de la industria agroalimentaria. El punto fuerte de su modelización es la robustez de su metodología que permite tratar prácticamente cualquier equipo de la misma forma, generando por ello un modelo en *variables de estado* que puede ser analizado fácilmente. Esta metodología de modelización permitió posteriormente a Lovatt *et al* (1998) desarrollar un paquete informático de simulación de instalaciones frigoríficas sobre la base de los modelos anteriores.

Otros autores que proponen modelos similares son Hargreaves y James (1996) que usan el mismo tipo de ecuaciones, aunque planteando un modelo mucho más complejo al utilizar más ecuaciones.

Esta complejidad puede servir como criterio de clasificación en la que se pueden dividir los modelos, ya que su estructura va a determinar la facilidad de aplicación de las diversas técnicas de control.

Con otro tipo de planteamiento se pueden encontrar los trabajos de:

Chen *et al* (1991, 1995) que plantean un modelo de varias ecuaciones diferenciales para cada componente que las resuelve de diferentes modos. En alguna utiliza métodos numéricos Runge-Kutta como en la válvula de expansión, y en otra

divide el equipo, como el condensador, en secciones, cuyas ecuaciones resuelve por medio de diferencias finitas.

También, mediante diferencias finitas, se resuelven las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales que presentan Yu *et al* (1995).

Otra aproximación es utilizar paquetes informáticos de resolución de circuitos eléctricos, planteando la modelización de un sistema frigorífico por medio de su analogía eléctrica, tal como se aprecia en el trabajo de Grimmelius (1995).

Goldfarg y Oldman (1996) también utilizan una herramienta informática, el paquete PROTISS, para el análisis dinámico de un sistema de refrigeración.

2.2.1 Modelo de los componentes de los sistemas frigoríficos

2.2.1.1 Compresor

La modelización del funcionamiento de los compresores frigoríficos ha sido objeto de numerosos estudios, fundamentalmente dirigidos a compresores alternativos y, en un menor número de casos, a compresores rotativos (tornillo). Exceptuando los modelos en los que se tiene en cuenta la geometría física del compresor, los modelos termodinámicos tienen la ventaja de poder ser utilizados como modelos de los dos tipos de compresores (López, 2000)

2.2.1.1.1 Compresores alternativos

La mayoría de los trabajos realizados sobre compresores alternativos han considerado a éstos como sistemas de una sola zona con despreciable capacidad

térmica, en la que el trabajo realizado se ha determinado por uno de estos tres métodos (James *et al.*, 1985):

a) Usando el diagrama indicador y la ecuación para procesos politrópicos.

Marshall y James (1973, 1975) obtuvieron una buena aproximación del cambio de entalpía que sufre el fluido frigorígeno a través del compresor, considerando que está relacionada con la potencia indicada del compresor, es decir,

$$h_e - h_s = k_1 \cdot (T_e + 273) \cdot \left[\left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{k_2} - 1 \right] \quad [2.30]$$

Las constantes k_1 y k_2 eran determinadas utilizando valores razonables para γ y \hat{c}_v .

Considerando constante el desplazamiento volumétrico de los compresores, ya que la variación en la velocidad del compresor es mínima, se puede concluir que el caudal másico desplazado por el compresor viene dado por la expresión:

$$m_r = \dot{V}_r \cdot \rho \cdot N_c \quad [2.31]$$

donde:

\dot{V}_r = caudal volumétrico de cada cilindro (m^3/s).

ρ = densidad en kg/m^3 (calculada mediante la ley de los gases perfectos: $p = \rho \cdot R \cdot T$).

N_c = número de cilindros en operación.

De igual manera han procedido otros autores como Cleland *et al.* (1982), Cleland (1983) y López y Lacarra (1999), obteniendo ecuaciones similares para el compresor. La entalpía del vapor sobrecalentado que abandona el compresor viene dada por la expresión:

$$h_{v-s} = h_v + \frac{\dot{Q}_{comp}}{m_r} \quad [2.32]$$

donde:

h_v = entalpía del vapor saturado (J/kg)

m_r = caudal másico de refrigerante (kg/s)

\dot{Q}_{comp} = flujo de calor por unidad de tiempo procedente del compresor (W).

Este término de potencia transferida desde el compresor al vapor, es calculado a partir de la ecuación de compresión adiabática, modificada con la eficiencia volumétrica del compresor (Cleland *et al.*, 1982).

$$\dot{Q}_{comp} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p_s \cdot \dot{Q}_r \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad [2.33]$$

b) Manipulando la ecuación de los gases perfectos y la ecuación para procesos de compresión politrópicos.

James y Marshall (1974) y Hargreaves y James (1996) utilizaron este segundo método, obteniendo la ecuación siguiente, que determina la temperatura del refrigerante a la salida del compresor:

$$T_s = (T_e + 273) \cdot \left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{(n-1)/n} - 273 \quad [2.34]$$

A partir de este valor de temperatura se obtiene la entalpía del vapor sobrecalentado, teniendo en cuenta la del vapor saturado, y suponiendo un volumen específico medio para el vapor sobrecalentado:

$$h_{v-s} = h_s + 0.68 \cdot (T_{v-s} - T_s) \quad [2.35]$$

De manera similar han procedido otros autores, como Colding *et al.* (1991), que obtuvieron la temperatura de salida del refrigerante del compresor en función de las temperaturas de evaporación y condensación, la temperatura de entrada al compresor y la relación de presiones. Jakobsen (1995) utiliza para la modelización del comportamiento dinámico de un refrigerador doméstico las siguientes variables: (1) el rendimiento volumétrico, para calcular el caudal de refrigerante; (2) el rendimiento isoentrópico, para calcular la potencia necesaria, y (3) un exponente politrópico, para obtener la temperatura de descarga del compresor.

c) Haciendo uso de un modelo detallado en el que los procesos que tienen lugar en los cilindros del compresor son relacionados con el cambio del ángulo del cigüeñal.

Este tipo de modelos han sido utilizados para la simulación de la puesta en marcha y la mejora en el diseño mecánico del compresor. Una vez elegido un compresor determinado, estos aspectos tienen poca importancia en el comportamiento dinámico del equipo frigorífico global, puesto que el modo de funcionamiento del compresor se puede considerar constante (estacionario) para una determinada velocidad de giro del compresor (Cleland, 1990; Qing-Chao *et al.*, 1997). A continuación se relacionan los principales modelos de este tipo que han sido desarrollados hasta el momento, con sus principales aportaciones:

- Modelo de Chi y Didion (1982), que estudian un compresor hermético considerando la tasa de variación de la velocidad del eje del motor.

- Modelo de Yasuda *et al.* (1983), que realizan la modelización de un compresor alternativo abierto de un solo cilindro, en el que se realizaron las siguientes simplificaciones:

- La válvula de aspiración y descarga tienen dos posiciones (totalmente abierta o cerrada), y no se considera el comportamiento dinámico de la misma.
- Se asume un ciclo de compresión de cuatro fases: aspiración, compresión, descarga y expansión.
- No se consideran pérdidas de presión en la cámara de compresión, ni en las líneas de aspiración y descarga.

El modelo consiste en un conjunto de ecuaciones que se aplican sucesivamente en cada una de las cuatro fases del ciclo de compresión.

- Modelo de MacArthur (1984) de un compresor hermético, en el que el modo de operación se describe en función de cinco variables: (1) el espacio de cabeza; (2) el desplazamiento del pistón; (3) la eficiencia de compresión; (4) el coeficiente de transmisión de calor (entre el refrigerante y la pared de los cilindros, y entre refrigerante y carcasa del compresor); y (5) la capacidad térmica del compresor. El proceso de compresión (considerado politrópico) se divide en siete fases consecutivas.

- Modelo de Gunther *et al.* (1984), desarrollado para la simulación de la puesta en marcha de compresores herméticos en instalaciones frigoríficas en la que se tienen

en cuenta las siguientes consideraciones: la capacidad térmica de los principales elementos del compresor, y la influencia de la temperatura, tanto en las pérdidas mecánicas como en las pérdidas térmicas en el compresor.

- Modelo de Beckey (1986), en el que el flujo de refrigerante es obtenido a partir del número de revoluciones por minuto del eje del compresor.

- Modelo de James y James (1986) y James *et al.* (1987), que es un modelo dinámico de compresor hermético, donde el compresor es dividido en seis zonas: (1) el motor del compresor; (2) el vapor alrededor del motor; (3) el aceite; (4) el serpentín de refrigeración; (5) la parte de la carcasa metálica bajo el nivel de aceite; y (6) la parte de la carcasa metálica sobre el nivel de aceite. Las ecuaciones matemáticas que describen el comportamiento en cada zona se obtuvieron mediante balances de materia y energía alrededor de cada zona, y mediante aplicación de ecuaciones de estado, ecuaciones de velocidad de transferencia de calor y cantidad de movimiento, teniendo en cuenta las siguientes simplificaciones:

- Se desprecian los gradientes de temperatura y la transferencia de calor en el motor.
- Se desprecia la transferencia de calor por radiación en la carcasa del compresor.
- Se desprecia la transferencia de calor entre la carcasa (aislada) y el exterior.
- Se considera una perfecta mezcla de fluidos (agua, aceite y gas refrigerante).
- Se considera constante el volumen de gas y de aceite.

Existen también modelos matemáticos que simulan el comportamiento dinámico de los compresores mediante sistemas de ecuaciones diferenciales y algebraicas. Estos modelos no han sido muy utilizados para la simulación del compresor como parte integrante de un sistema frigorífico, debido no sólo a su complejidad, sino también a un motivo ya apuntado anteriormente y es que, en el análisis del comportamiento dinámico de un sistema frigorífico completo, la suposición de estado estacionario del compresor una vez superada la fase de puesta en marcha, no provoca errores importantes.

Como ejemplo de modelo matemático del comportamiento dinámico de un compresor frigorífico, se puede citar el desarrollado por Xi Shen *et al.* (1995) para la simulación dinámica de un sistema de regulación de capacidad de un equipo frigorífico. El mecanismo del comportamiento dinámico de un compresor hermético es muy complicado, por lo que para su modelización se ha descompuesto en tres partes: (1) el compresor tipo abierto; (2) la zona de intercambio de calor en la aspiración; y (3) la zona de intercambio de calor en la descarga. Teniendo en cuenta las siguientes simplificaciones:

- La velocidad del compresor es constante.
- Las válvulas de admisión y descarga del compresor son perfectas.
- La temperatura de los componentes es uniforme.

Las ecuaciones, basadas en un trabajo anterior de Chen y Lin (1991), que explican el comportamiento del compresor son:

Balance de materia:

$$dm_r = dm_{r,s} + dm_{r,d} \quad [2.36]$$

Donde m_r es el caudal másico de refrigerante, y los subíndices s y d significan succión y descarga respectivamente.

Balance de energía:

$$d(M_r h_r)/dt = dQ/dt - pdV/dt + dE/dt \quad [2.37]$$

donde:

dV/dt = variación del volumen del sistema con el tiempo.

dQ/dt = velocidad de transferencia de calor con los alrededores.

dE/dt = velocidad de transferencia de calor asociada a flujos de materia.

La ecuación del balance energético [1.27] se concreta en distintas expresiones en función de la fase del ciclo de compresión considerada:

$$dE/dt = \begin{cases} h_s dm & \text{en la fase de aspiración} \\ 0 & \text{en fases de compresión y expansión} \\ h_d dm & \text{en la fase de descarga} \end{cases} \quad [2.38]$$

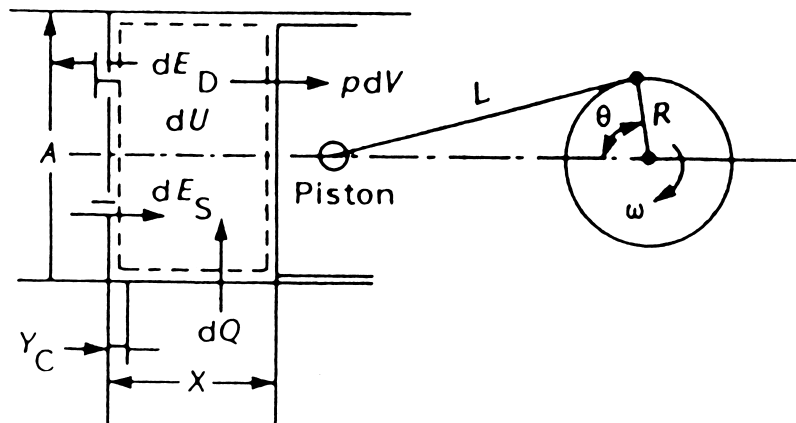


Figura 2.7 Modelo de simulación del compresor (Chen y Lin, 1991)

dV/dt se obtiene de la ecuación cinética del pistón del compresor:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{4} \pi D^2 \omega L \left[\lambda \sin \theta_{comp} + \frac{\lambda^2 \sin \theta_{comp} \cos \theta_{comp}}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \lambda)^{1/2}} \right] \quad [2.39]$$

donde:

D = diámetro del pistón (m)

ω = velocidad angular del eje del compresor (rad/s)

L = longitud del eje de conexión (m)

θ_{comp} = ángulo de rotación del eje del compresor

La velocidad de transferencia de calor desde los alrededores dQ/dt se determina a partir de la ecuación de transferencia de calor:

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha_{c\ln} A_{c\ln} (T_p - T_r) \quad [2.40]$$

donde:

$\alpha_{c\ln}$ = coeficiente de transferencia de calor (W/m^2K).

A = área de transmisión de calor (m^2).

T = temperatura (donde los subíndices son p = pared; r = refrigerante).

El término dM_r/dt se obtiene a partir de la ecuación del caudal másico a través de las válvulas del compresor.

$$\frac{dM_r}{dt} = \frac{C_{vl} A_{vl}}{V^2} [2(h_1 - h_2)]^{1/2} \quad [2.41]$$

donde:

C_{vl} = capacidad de flujo de la válvula (m^3/s).

A_{vl} = área de la válvula (m^2).

Desde el punto de vista de la transferencia de calor, un compresor hermético puede considerarse compuesto de dos zonas: una de la que forma parte el cilindro, y de otra que comprende el motor eléctrico, la carcasa, y el aceite. De acuerdo con la ley de conservación de la energía, para el cilindro:

$$\left(\hat{C}_p \rho V\right)_{comp} \frac{dT_{comp}}{dt} = \dot{W}_f - \dot{Q}_2 - \dot{Q}_3 - \dot{Q}_7 \quad [2.42]$$

y para el motor:

$$\left(\hat{C}_p \rho V\right) \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_3 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 + \dot{Q}_1 - \dot{Q}_4 \quad [2.43]$$

donde

\dot{W}_f = Trabajo de fricción.

\dot{Q}_1 = Calor transferido al ambiente.

\dot{Q}_2 = Calor intercambiado entre el refrigerante y el cilindro mientras el refrigerante toca la cabeza del cilindro.

\dot{Q}_3 = Calor intercambiado entre el cilindro y el refrigerante fuera del cilindro producido por el motor eléctrico.

\dot{Q}_4 = Calor absorbido por el refrigerante entrante, en la tubería de aspiración..

\dot{Q}_5 = Calor transferido desde el tubo de descarga al refrigerante.

\dot{Q}_6 = Calor producido por el motor eléctrico.

\dot{Q}_7 = Calor intercambiado entre el refrigerante del interior del cilindro y la pared del mismo.

Existen otros modelos dinámicos de compresores, que como el modelo anterior, tienen en cuenta la geometría interna del compresor. Se presenta a continuación una relación de los mismos con sus principales aportaciones:

- Modelo de Tojo *et al.* (1990), sobre un compresor volumétrico que automáticamente modifica la cantidad de gas desplazado para cubrir la demanda frigorífica existente en cada momento. El modelo incluye una información detallada de la geometría y la cinemática de cada elemento del compresor.

- Modelo de Botros *et al.* (1991) del comportamiento transitorio del compresor y tuberías adyacentes. El modelo consiste en un gran sistema no lineal de ecuaciones diferenciales y algebraicas que describen el flujo 'quasi' estacionario de gas a través de las válvulas y el compresor, así como la descripción matemática de los sistemas de control. Los resultados de la simulación fueron validados con medidas reales durante la puesta en marcha, y cambios en el desplazamiento de gas por acción del sistema de control.

- Modelo de Yasuda *et al.* (1995), para la simulación dinámica de un equipo frigorífico con un compresor de espiral. El modelo del compresor se compone de dos partes diferenciadas: el dispositivo de compresión al que se le supone un funcionamiento en estado estacionario (ecuación algebraica), y la carcasa del compresor, que incluye el motor, el refrigerante, y las paredes de la carcasa, en la que los fenómenos de transferencia de calor existentes son estudiados en estado no estacionario.

- Modelo de Rasmussen (1995), para un compresor hermético de velocidad variable. Tiene en cuenta el comportamiento del motor, el mecanismo de compresión,

las válvulas, la bomba de aceite, etc., así como su relación con la velocidad del compresor en el intervalo normal de operación (1500-5000 rpm). Este trabajo divide el modelo del compresor en cuatro submodelos: (1) del motor eléctrico, (2) del sistema mecánico, (3) de los procesos termodinámicos, y (4) del flujo a través de las válvulas. Los resultados no han sido todavía validados experimentalmente porque no es posible obtener datos experimentales del compresor con el nivel de detalle necesario para compararlos con los resultados de simulación.

- Modelo de Motta *et al.* (1995), basado en un trabajo anterior de Domanski y Didion (1988), que desarrollan un modelo de compresor hermético donde el compresor es dividido en varias zonas o volúmenes de control: carcasa metálica, tuberías de aspiración, cámara de aspiración, cilindro, cámara de descarga y la tubería de descarga. El modelo matemático se obtiene de la aplicación de balances de materia y energía en cada volumen de control, y las ecuaciones de caída de presión del refrigerante en las válvulas, y de transferencia de calor entre las distintas zonas.

2.2.1.1.2 Compresores de tornillo.

En el caso de los compresores de tornillo la mayor parte de los trabajos están centrados en la optimización del diseño de compresores por lo que los modelos termodinámicos son escasos. Además, la mayor parte de los modelos expuestos anteriormente pueden ser utilizados en estos compresores. De todas formas existe en la literatura algún modelo termodinámico, como el de Raham *et al* (1992) y Pelloni *et al* (1995), donde se modela la compresión como un proceso politrópico debido a la inyección de aceite que enfría el refrigerante en la compresión.

Entre los modelos de tipo c) en los que hace falta un detallado conocimiento interno del compresor se pueden citar los de:

- Sauls (1996), que desarrolla un modelo termodinámico que incluye tres aspectos: La modelización de la compresión del fluido refrigerante, la modelización del compresor conteniendo los rotores y la modelización del ciclo en el compresor. Así, el modelo global permite la simulación en una amplia variedad de geometrías del rotor, puntos de descarga e inyección de aceite o refrigerante.

- Bartolini y Caresana (1991), y Tang y Fleming (1992), describen modelos en los que es necesario conocer los parámetros geométricos del compresor como:

- Angulo de los rotores
- Relación de volumen
- Geometría de la válvula corredera, etc.

2.2.1.2 Condensador.

Las ecuaciones matemáticas que explican el comportamiento dinámico de los condensadores se obtienen a partir de la consideración de las leyes de conservación de la masa y la energía en el sistema elegido. Las diferencias entre los distintos modelos desarrollados están en el número de zonas en que se divide el sistema que representa el condensador. Conforme aumenta el número de zonas, la complejidad aumenta, pero se incrementa también la precisión de la simulación.

El modelo matemático más simple es aquel donde el condensador se considera como una sola zona alrededor de la cual se aplica un único balance de energía. Esta aproximación ha sido utilizada por Cleland *et al.* (1982), Cleland (1983, 1990), y López y Lacarra (1999), obteniendo la siguiente expresión:

$$(Mc)_c \frac{dT_c}{dt} = m_r \Delta h_c - (UA)_c \Delta T_m \quad [2.44]$$

donde:

$(Mc)_c =$ capacidad térmica del condensador (J/K).

$T_c =$ temperatura de condensación (K).

$m_r =$ caudal de refrigerante (kg/s).

$\Delta h_c =$ cambio entalpía refrigerante en el condensador (J/kg).

$(UA)_c =$ producto del coeficiente global de transmisión de calor y el área de intercambio (W/K).

$\Delta T_m =$ incremento de temperatura media (K).

El modelo considera que todos los procesos que ocurren en el condensador (enfriamiento del vapor sobrecalentado, condensación y subenfriamiento) tienen lugar como un único cambio de entalpía a la temperatura de condensación. Este planteamiento se basa en el hecho de que el mayor intercambio de calor en el condensador se produce en el proceso de condensación. Además, ignorando la caída de presión en el condensador, se puede asumir que el proceso se produce en condiciones isotermas.

Un modelo muy similar es el utilizado por Grimmelius (1995), donde el condensador es considerado como un solo elemento con tres zonas de intercambio de calor: una para enfriar el vapor sobrecalentado, otra de condensación, y una de subenfriamiento.

Existen otros modelos de condensadores más complejos basados en la división del condensador en mayor número de zonas, alrededor de las cuales se aplican los

misimos principios de conservación de la masa y la energía. Normalmente las zonas en las que se divide el condensador son: el refrigerante (vapor y líquido), la pared metálica del condensador y el fluido enfriador.

Entre este tipo de modelos se encuentran los realizados por:

- James y Marshall (1974) y Hargreaves y James (1996) que utilizaron un planteamiento similar al de Marshall y James (1975) para la obtención de un modelo de condensador multitubular, que fue dividido en cinco zonas: (1) la zona de vapor fuera de la capa límite, (2) la capa límite, (3) el refrigerante en estado líquido, (4) el agua en los tubos por debajo del nivel de refrigerante líquido en la carcasa, y (5) el agua en los tubos por encima del nivel de refrigerante líquido en la carcasa.

La resolución de los sistemas de ecuaciones diferenciales por métodos numéricos es similar a la empleada en modelos más simples con menor número de ecuaciones diferenciales, con la única diferencia de que se necesitan muchos más parámetros técnicos del equipo y más tiempo de computación.

- Modelo de Yasuda *et al.* (1983), de condensador multitubular enfriado por agua, donde su funcionamiento es descrito por un modelo global, cuya representación puede verse en la Figura 1.11 siguiente.

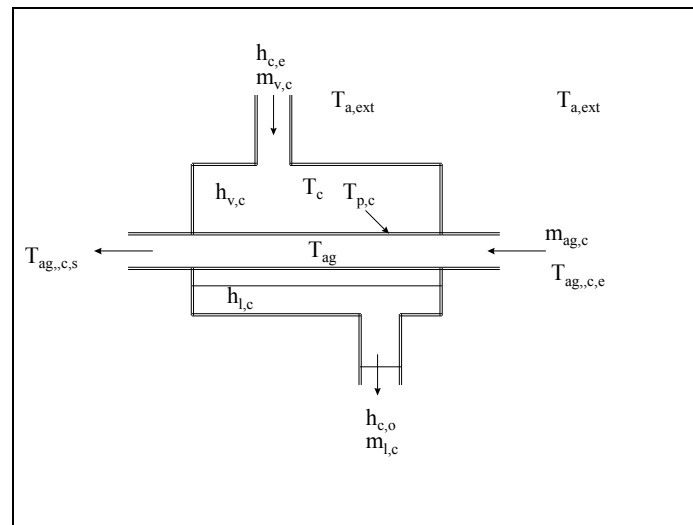


Figura 2.8
Modelo del condensador (según Yasuda *et al.*, 1983).

En este modelo las principales simplificaciones aceptadas son las siguientes:

- Las características de transmisión de calor en el condensador pueden ser descritas mediante un único coeficiente de transmisión de calor, puesto que las zonas de vapor sobrecalentado y la zona de líquido se concentran en una sola zona de cambio de fase.

- El refrigerante se encuentra en equilibrio en el condensador.
- El subenfriamiento es constante.
- No se considera que exista caída de presión en el condensador.

Como en los casos anteriores, las ecuaciones básicas se obtuvieron por aplicación de las leyes de conservación de la masa y la energía en las siguientes zonas: refrigerante, tuberías, agua de refrigeración, y pared metálica del condensador:

a) Refrigerante.

$$\frac{d}{dt}(M_{v,c} + M_{l,c}) = m_{v,c} - m_{l,c} \quad [2.45]$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(M_{v,c}h_{v,c} + M_{l,c}h_{l,c}) = & m_{v,c}h_{i,c} - m_{l,c}h_{o,c} - \alpha_{r,t}A_{r,t}(T_c - T_{t,c}) \\ & - \alpha_{r,pc}A_{r,pc}(T_c - T_{t,pc}) \end{aligned} \quad [2.46]$$

$$\begin{aligned} M_{v,c} &= \hat{V}_c \cdot x_v \cdot \rho_{v,c} \\ M_{l,c} &= \hat{V}_c \cdot (1 - x_v) \cdot \rho_{l,c} \end{aligned} \quad [2.47]$$

b) Tuberías.

$$\hat{c}_{t,c} \frac{dT_{t,c}}{dt} = \alpha_{r,t}A_{r,t}(T_c - T_{t,c}) - \alpha_{ag,t}A_{ag,t}(T_{t,c} - T_{ag,c}) \quad [2.48]$$

c) Agua de enfriamiento.

$$\hat{c}_{ag} \frac{dT_{ag,c}}{dt} = m_{ag,c}\hat{c}_{ag}(T_{ag,e,c} - T_{ag,s,c}) + \alpha_{ag,t}A_{ag,t}(T_{t,c} - T_{ag,c}) \quad [2.49]$$

d) Pared del condensador.

$$c_{p,c} \frac{dT_{p,c}}{dt} = \alpha_{r,pc}A_{r,pc}(T_c - T_{p,c}) + \alpha_{pc,a}A_{pc,a}(T_{p,c} - T_{a,s}) \quad [2.50]$$

Otros modelos en los que el condensador es dividido en zonas, y cuya aproximación al problema es muy semejante a los dos casos expuestos anteriormente, pueden encontrarse en los trabajos realizados por MacArthur (1984), Beckey (1986) y James *et al.* (1987).

En el caso de los condensadores evaporativos se añade la complejidad que supone el intercambio de energía y masa que sufre el agua y la corriente de aire que se utilizan para condensar el refrigerante.

Unas primeras aproximaciones se mencionan en Wile (1950) y Parker y Trebal (1961) donde se plantean unas relaciones empíricas para el cálculo de los diversos factores de un condensador evaporativo asumiendo que la temperatura del agua permanece constante. Peterson et al (1988) modifica el modelo de Parker y Trebal (1961) mejorando sus correlaciones y planteando un modelo de ecuaciones algebraicas.

Por otra parte, Weeb (1984) plantea un modelo que se basa en que la variación de energía del aire se debe solo a la masa de agua evaporada según la ecuación:

$$\dot{m}_a \cdot di = K_m (i_i - i) dA \quad [2.51]$$

donde:

\dot{m}_a = caudal másico de aire y agua (kg/s).

i = entalpía del aire húmedo (J/kg).

i_i = entalpía de la película de agua (J/kg).

A = superficie de intercambio entre el agua y el aire (m²).

K_m = Coeficiente de transmisión de masa entre el agua y el aire (kg/s m²).

Para resolver esta ecuación, se integra entre los límites del condensador y se resuelve la integral correspondiente.

Como se puede observar, todos estos modelos se basan en que todo el calor intercambiado procede del calor latente del agua al evaporarse. En realidad, además de ese intercambio de energía, una pequeña parte procede del intercambio de calor por convección.

Zalewski (1993) añade ese término a sus ecuaciones aunque como los anteriores modelos, está planteado en régimen estacionario.

Marshall y James (1975), plantean un modelo del comportamiento dinámico de un condensador evaporativo. Este modelo comprende las siguientes zonas: zona de vapor (I), capa límite entre líquido y vapor (II), zona de líquido (III) y la pared de la tubería (IV). La zona de vapor que comprende el tramo de tubería entre el compresor y el condensador, los tubos del condensador y el espacio de vapor en el depósito de líquido son representados como una única zona homogénea. La capa límite que se supone sin capacidad comprende el vapor que se condensa (II). Todo el líquido se considera en la zona III.

Al final se obtendría un conjunto de ecuaciones diferenciales que explicarían el comportamiento dinámico global del condensador.

2.2.1.3 Evaporador.

El evaporador, como elemento productor de frío, es un componente clave de la instalación frigorífica (López, 1988). Las necesidades frigoríficas son satisfechas por el evaporador, que quizás por esta razón ha recibido mayor atención que otros elementos de la instalación frigorífica (López, 2000). Los evaporadores se pueden clasificar en dos grandes grupos: evaporadores de expansión directa o seca y evaporadores inundados. En los primeros el control del caudal de refrigerante se suele

realizar con una válvula de expansión termostática, que permite cierto sobrecalentamiento del refrigerante vapor para evitar la entrada de líquido al compresor, y, en los segundos, el refrigerante (bombeado o no) entra al evaporador desde un separador de líquido y lo abandona como una mezcla de líquido más vapor.

Evaporadores inundados con bombeo de líquido. El modelo más simple ha sido desarrollado por Cleland (1983), en el que el evaporador es representado por una única zona que comprende el lado del refrigerante del evaporador, las tuberías que lo conectan con el separador, y el líquido del interior del separador (Figura 2.9).

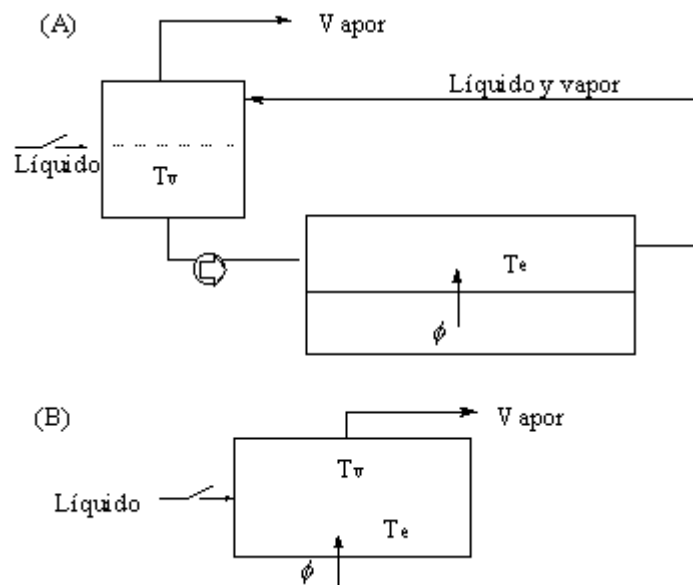


Figura 2.9
Representación del modelo de un evaporador inundado. (A) Modelo físico, (B) Modelo conceptual con una sola zona (Cleland, 1983).

El modelo asume las siguientes simplificaciones:

- El tiempo de permanencia del refrigerante en el evaporador es pequeño.

- Si se desprecia la caída de presión en el interior del evaporador se puede suponer que el proceso de vaporización del refrigerante es isoterma.
- El nivel de líquido en el depósito separador permanece constante.

Despreciando pérdidas o ganancias de calor, el balance de energía alrededor del evaporador conduce a la siguiente expresión:

$$(Mc)_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = \sum m_r (h_{r,e} - h_{r,s}) + (UA_{ev}) \Delta T_m TS \quad [2.52]$$

Donde $(Mc)_{ev}$ representa la capacidad térmica del separador, evaporador y tuberías de conexión (en J/K), ΔT_m la diferencia media de temperaturas en el evaporador, y TS la relación entre el calor sensible y el calor total.

Marshall y James (1975) utilizaron un modelo similar para cada evaporador inundado de los tres que componían la instalación frigorífica, pero dividiéndolo en mayor número de zonas, alrededor de las cuales se realizaron los correspondientes balances de materia y energía. El separador de líquido se dividió en dos zonas: líquido y vapor, al igual que el evaporador: pared metálica de las tuberías y refrigerante (Figura 2.10).

Las ecuaciones obtenidas para el evaporador 1 de la Figura 2.10. fueron las siguientes:

- Balance de energía alrededor de la bomba de impulsión:

$$h_{20} - h_{19} = \frac{(p_{20} - p_{19})}{\rho} \quad [2.53]$$

- Relación entre la caída de presión y el caudal másico en el evaporador:

$$p_{21} - p_{24} = 159500 \frac{m_{r,21}^2}{\rho_{21}} \quad [2.54]$$

- Balance de materia y energía alrededor de la zona de refrigerante del evaporador:

$$m_{r,21}h_{21} + \dot{Q}_{R1} - m_{r,24}h_{24} = \frac{d}{dt}(\rho_{24}h_{24}\hat{V}_{e1}) \quad [2.55]$$

$$m_{r,21} - m_{r,24} = \frac{d}{dt}(\rho_{24}\hat{V}_{e1}) \quad [2.56]$$

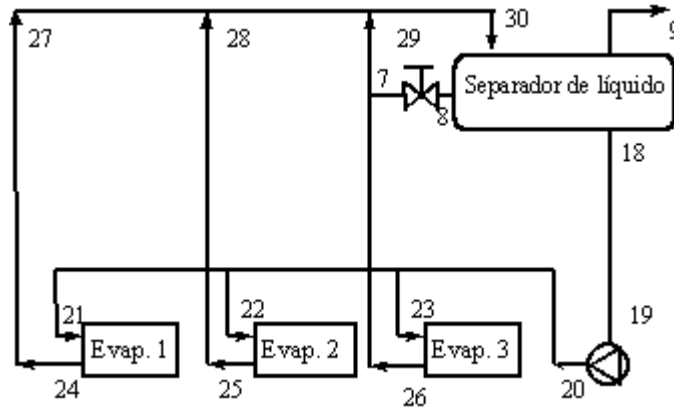


Figura 2.10
Disposición de los evaporadores y el separador de líquido en el modelo de Marshall y James (1975).

- Balance de energía alrededor de la zona metálica (paredes de las tuberías) del evaporador:

$$\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2} - \dot{Q}_{R1} = m_r \hat{c}_p \frac{dT}{dt} \quad [2.57]$$

El coeficiente global de transmisión de calor del evaporador era proporcionado por los fabricantes. De esta manera tras obtener el coeficiente de transmisión entre el tubo del evaporador y el refrigerante, se pudo calcular el coeficiente de transmisión

entre el aire y el exterior del evaporador, y establecer así las siguientes ecuaciones de transferencia de calor:

$$\dot{Q}_{r,1} = 19(T_{M,1} - T_{r,1}) \quad [2.58]$$

$$\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{e,2} = 15.7 \cdot (T_{a,1} - T_{M,1}) \quad [2.59]$$

En cuanto al recipiente separador, tanto el líquido como el vapor que contiene puede variar, pero el volumen total permanece constante. La corriente de refrigerante es dividida en una de líquido y en otra de vapor tanto en la salida del depósito separador como en el retorno.

Un balance de materia y energía alrededor del espacio que contiene líquido conduce a la siguiente expresión:

$$m_{8l} + m_{30l} - m_{18l} = \frac{d}{dt}(\hat{V}_l \rho_{18}) \quad [2.60]$$

$$m_{8l} h_{8l} + m_{30l} h_{30l} - m_{18l} h_{18l} = \frac{d}{dt}(\hat{V}_l \rho_{18} h_{18}) \quad [2.61]$$

Similares ecuaciones fueron desarrolladas para el espacio de vapor del depósito separador.

Por ultimo, Willatzen *et al* (1998) y Petit *et al* (1998) modelizaron un evaporador de dos fases (líquido y vapor), a partir de las ecuaciones de conservación de la materia y energía, y la segunda ley de Newton. Estos autores construyen su modelo de una forma unidimensional, dividiendo el evaporador en tres subzonas: de líquido, líquido + vapor y vapor, planteando un conjunto de nueve ecuaciones, tres para cada zona, una para el balance de masa de refrigerante, otra para el balance de energía del refrigerante y otra para el balance de energía de la tubería, que permite la

modelización del evaporador no solo en el caso bifásico, como es el evaporador de expansión seca, sino también en el caso de un evaporador inundado eliminando la zona de vapor. Un añadido a este modelo es que la longitud de las zonas varía con el tiempo. A modo de ejemplo, las ecuaciones para la zona de líquido serían:

1) Variación de la masa del fluido refrigerante:

$$A \frac{dL_A}{dt} (\bar{\rho}_1 - \rho_1) + AL_A \frac{d\bar{\rho}_1}{dt} + \dot{m}_1 - \dot{m}_i = 0 \quad [2.62]$$

2) Variación de la energía del fluido refrigerante:

$$AL_A \left(\bar{\rho}_1 \frac{d\bar{h}_1}{dt} + \bar{h}_1 \frac{d\bar{\rho}_1}{dt} - \frac{dP}{dt} \right) = \alpha_1 \pi D_i L_A (T_{w1} - T_1) + \dot{m}_i h_i - \dot{m}_1 h_1 + A \frac{dL_A}{dt} (\rho_1 h_1 - \bar{\rho}_1 \bar{h}_1) \quad [2.63]$$

3) Variación de la energía de la tubería:

$$(C_w \rho_w A_w) \left[\frac{dT_{w1}}{dt} L_A + (T_{w1} - T_{w2}) \frac{dL_A}{dt} \right] = \alpha_1 \pi D_i L_A (T_1 - T_{w1}) + \alpha_0 \pi D_o L_A (T_a - T_{w1}) \quad [2.64]$$

donde:

A = Área interior de la tubería.

A_w = Área de la sección de la tubería.

C_w = Masa térmica de la tubería.

D_i = Diámetro interior de la tubería.

D_o = Diámetro exterior de la tubería.

h_1 = Entalpía del fluido en forma de líquido saturado.

h_i = Entalpía del fluido entrante.

h_o = Entalpía del fluido saliente.

L_A = Longitud de la zona 1 (zona de líquido).

\dot{m}_i = Caudal másico de refrigerante entrante.

\dot{m}_1 = Caudal másico de refrigerante en la zona de líquido.

\dot{m}_o = Caudal másico de refrigerante saliente del evaporador.

P = Presión.

T_a = Temperatura ambiente

T_i = Temperatura en la región i

T_{wi} = Temperatura de la tubería en la región i

α_i = Coeficiente global de transmisión de calor en la región i , entre el fluido y la tubería.

α_o = Coeficiente global de transmisión de calor entre la tubería y el ambiente.

2.2.1.4 Recipientes separadores

En un sistema de refrigeración mecánico complejo, pueden aparecer distintos tipos de recipientes (subenfriadores de líquido, separadores líquido/vapor). En cada caso pueden ser usados modelos de complejidad variable. El más simple de todos es tratar el líquido en el recipiente como si fuera un “tanque agitado” de una sola zona. Cleland (1983, 1989a) usó la más simple de las posibles zonas, asumiendo que el nivel de líquido y por consiguiente la masa en la zona podía ser tratada como constante. Este caso se muestra en la figura 2.11.

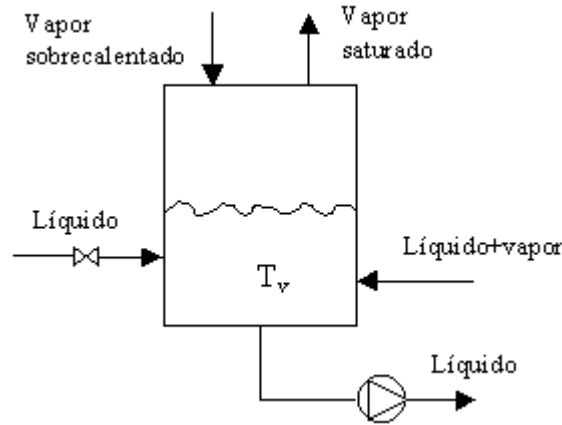


Figura 2.11
Modelo de recipiente separador de una sola zona (Cleland, 1983,1989a).

Este modelo requiere de una sola ecuación diferencial que se escribe como:

$$(Mc)_v \frac{dT_v}{dt} = \sum (\text{entradas energía}) - \sum (\text{salidas energía}) \quad [2.65]$$

donde

$(Mc)_v$ = Capacidad térmica del recipiente (J/K).

T_v = Temperatura del recipiente (°C).

La capacidad térmica normalmente incluirá el metal de las paredes del recipiente así como el líquido contenido en el mismo.

Si se plantean modelos de más zonas aparecen ecuaciones diferenciales de los balances de masa del líquido y del vapor, además de los balances de energía. Como se muestra en la Figura 2.12, Marshall & James (1975) consideraron zonas separadas para el líquido y el vapor en el recipiente, resultando cuatro ecuaciones diferenciales correspondientes a los balances de masa y energía de líquido y vapor.

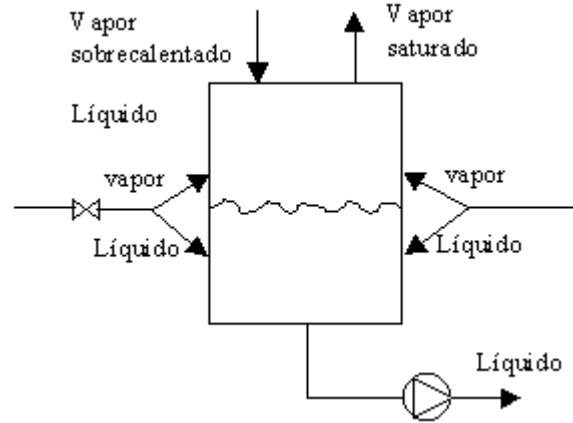


Figura 2.12
Modelo de recipiente separador de dos zonas (Marshall y James, 1975).

Estas ecuaciones tienen la forma siguiente:

Balance de energía en la zona de vapor

$$\frac{d(v_v \rho_v h_v)}{dt} = \sum (\text{entradas energía}) - \sum (\text{salidas energía}) \quad [2.66]$$

Balance de masa en la zona de vapor

$$\frac{d(v_v \rho_v)}{dt} = \sum (\text{entradas masa}) - \sum (\text{salidas masa}) \quad [2.67]$$

Balance de energía en la zona de líquido

$$\frac{d(v_l \rho_l h_l)}{dt} = \sum (\text{entradas energía}) - \sum (\text{salidas energía}) \quad [2.68]$$

Balance de masa en la zona de líquido

$$\frac{d(v_l \rho_l)}{dt} = \sum (\text{entradas masa}) - \sum (\text{salidas masa}) \quad [2.69]$$

donde:

$$V_v + V_l = \text{constante.}$$

y V_v = volumen presente de vapor (m^3).

V_l = volumen presente de líquido (m^3).

ρ_v = densidad del vapor (kg/m^3).

ρ_l = densidad del líquido (kg/m^3).

h_v = entalpía del vapor (J/kg).

h_l = entalpía del líquido (J/kg).

La temperatura del vapor y del líquido puede ser calculada a partir de los datos de entalpía / temperatura. Para usar las ecuaciones anteriores es necesario conocer las características del flujo de refrigerante en todas las tuberías que entran y salen del recipiente, lo que representa un esfuerzo añadido en la toma de datos.

2.2.1.5 Cámaras frigoríficas y Túneles de congelación

Los modelos de los congeladores y enfriadores, cámaras frigoríficas y túneles de congelación están normalmente basados en balances de materia y energía alrededor de los sistemas considerados.

En general, los distintos autores de la literatura se decantan hacia un tipo de modelo u otro en función del objetivo a conseguir. Estos diferentes modelos vienen dados en general por la dificultad de análisis y variabilidad de las condiciones que se encuentran en el interior de los sistemas modelizados. Así, mientras en sistemas de aire acondicionado una habitación se puede considerar prácticamente vacía y desprovista de obstáculos a las corrientes de aire, en una cámara frigorífica se tiene todo el volumen prácticamente lleno de producto que complica sustancialmente el

flujo del aire en el interior de la cámara. Además, en ciertos casos aparece una segunda subdivisión de los “climas” en el interior de la cámara: un *macro clima* (en el aire entre los palets) y un *micro clima* (alrededor del producto de los palets).

Sólo unos pocos trabajos han abordado la modelización de cámaras frigoríficas y la mayor parte de ellos tienen limitaciones de uso por asumir en sus modelos condiciones de régimen permanente. Uno de estos trabajos es el de Ree *et al* (1974) que desarrollan un modelo para predecir la temperatura de la cámara que resuelven mediante la técnica de elementos finitos, pero no consideran la variabilidad de las cargas térmicas.

Marshall y James (1975) modelaron un túnel de congelación dividiéndolo en varias zonas, considerándolas cada una de ellas como un espacio homogéneo. En todas aplicaban las leyes de conservación de la masa y energía. Aunque al conectar las zonas en serie, el modelo resulta básicamente unidimensional, el número de ecuaciones a resolver es considerable. Otros autores como Yu *et al* (1995) usan este mismo sistema de subzonas para resolver el modelo, aunque solo se interesan por la distribución de temperatura y resuelven el modelo por medio de diferencias finitas.

Gerwen y Oort (1989), Wang y Toubert (1990) y Wang (1991) plantean modelos basados en la aplicación del paquete de simulación PHOENICS que permite una solución interactiva de las ecuaciones de flujo del aire (ecuaciones de Navier-Stokes) y las ecuaciones de energía para un alto número de nodos en las tres dimensiones. Esta herramienta proporciona una predicción de la distribución de temperaturas y velocidades del aire.

Gerwen y Oort (1989) limitan sus análisis a condiciones de régimen permanente por el alto coste computacional que resulta del enorme número de ecuaciones a resolver. Por otra parte, Wang y Toubert (1990) y Wang (1991) intentan resolver este mismo problema en régimen no estacionario asumiendo la independencia entre el flujo de aire y la temperatura. De esta manera, calculan primero la distribución de la velocidad de aire en la cámara y, una vez realizado, aplican un modelo de diferencias finitas para resolver el modelo térmico.

A pesar de la simplificación propuesta, los propios autores reconocen que necesitan alrededor de cien horas de cálculo para resolver el primer paso en su modelo, lo que hace que sea inservible para su uso en control.

Por otra parte, hay un gran número de autores que simplifican el problema en aras de reducir la complejidad del modelo y el coste computacional. Así, un caso extremo es el que plantea Sokulski (1972), cuyo modelo está integrado únicamente por ecuaciones algebraicas para conocer la temperatura tratando la cámara como una sola zona.

Szzechowiak y Rainczak (1987) modelaron una cámara de congelación en la que el flujo del aire fue tratado como unidimensional e invariante en el tiempo y la distribución de temperatura fue tratada también unidimensional y variable con el tiempo.

Cleland *et al* (1982), Cleland (1983, 1989b, 1990) y Lovatt *et al* (1998) tratan estos equipos como si estuvieran compuestos por una sola zona y eliminan de las ecuaciones la contribución de la distribución de la velocidad del aire, así el modelo puede ser descrito por las ecuaciones siguientes:

$$(Mc)_a = \frac{dT_a}{dt} = \sum (\text{entradas de energía}) - \sum (\text{salidas de energía}) \quad [2.70]$$

$$M_a = \frac{dH_a}{dt} = \sum (\text{entradas de vapor de agua}) - \sum (\text{salidas de vapor de agua}) \quad [2.71]$$

donde

$(Mc)_a$ = masa térmica del aire en la zona.

M_a = masa del aire seco en la zona.

T_a = temperatura del aire.

H_a = humedad del aire.

Las salidas de energía y vapor de agua se producen principalmente en los evaporadores, que se han discutido en otro apartado. En cuanto a las entradas de energía se tienen:

a) Entrada de energía por transmisión a través de muros, suelos y techos

Al cambiar la temperatura del aire, el flujo de energía a través de las paredes del sistema es alterado, lo cual altera la temperatura de la pared. El modelo más simple para el cálculo de esta entrada de energía consiste en ignorar el cambio de temperatura en el muro y plantear la ecuación:

$$\Phi_w = U \cdot A(T_{ext} - T_a) \quad [2.72]$$

donde

ϕ_w = flujo de energía entrante a través de las paredes (W).

U = coeficiente global de transmisión de calor de la pared (W/m²K).

A = superficie de las paredes, suelo y techos (m^2).

T_{ext} = temperatura exterior al recinto frío o cámara ($^{\circ}C$).

U y A se determinan para cada superficie y las temperaturas T_{ext} y T_a pueden variar con el tiempo. El flujo de energía para cada superficie se considera individualmente, de tal manera que se puede considerar un T_{ext} diferente para cada una de ellas. La variación de T_{ext} con el tiempo puede ser dependiente de la temperatura ambiental exterior o de cualquier otra condición o actividad de la fábrica.

Esta ecuación es utilizada por la mayor parte de los autores que se encuentran en la literatura (Lovatt *et al.*, 1998).

b) Entrada de energía debida a ventiladores, luces, personas y otras fuentes de calor.

Estas entradas de energía (ϕ_r), son generalmente determinadas asumiendo que son independientes de la temperatura de la cámara. En realidad, el flujo de calor debido a las personas varía con la temperatura y con el grado de actividad pero esta carga térmica es normalmente una pequeña fracción de la carga térmica total (López, 1988, 1994).

La mayor parte de los autores han adoptado esta carga térmica como constante.

c) Entrada de energía debidas a infiltraciones de aire en la cámara.

La causa más común de la infiltración de aire es la diferencia de densidad del aire entre la cámara y el exterior (Figura 2.13).

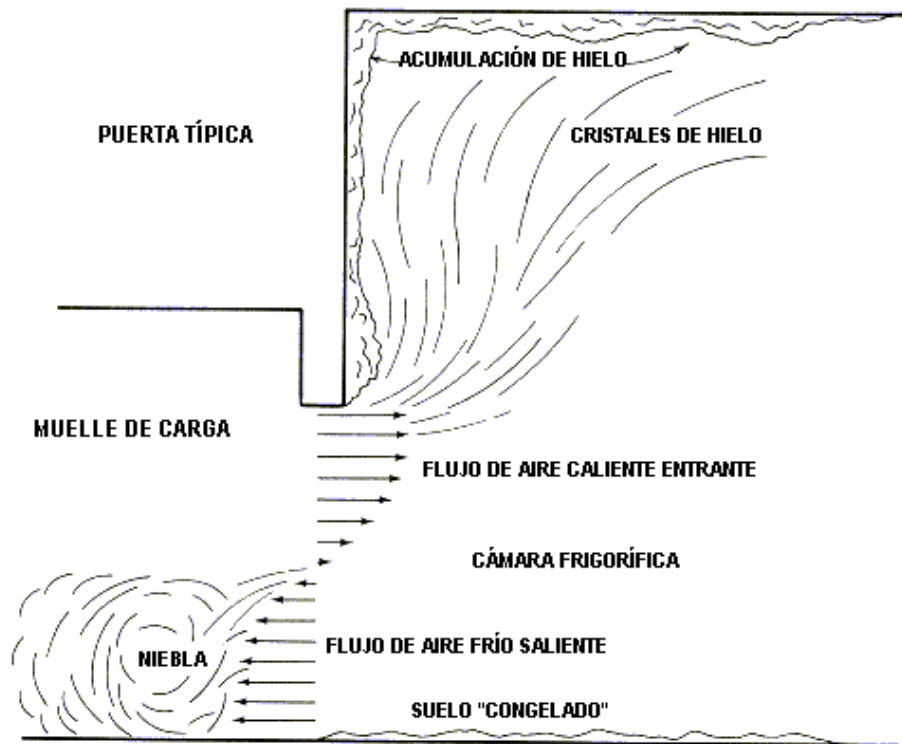


Figura 2.13
Representación gráfica de la infiltración de aire a través de una puerta en una cámara de conservación de congelados (ASHRAE, 1994)

Para el típico caso donde la masa de aire caliente que entra en la cámara es igual a la masa de aire frío saliente menos la masa de agua que se condensa, la cámara deberá estar cerrada en condiciones normales excepto para el caso de abertura, para aplicar las ecuaciones siguientes. Si la cámara no cumple estos requisitos o es abierta frecuentemente, deberemos utilizar las ecuaciones de flujo entrante directo.

La ecuación para la ganancia de calor a través de las puertas, debida al intercambio de aire es la siguiente, (ASHRAE, 1994):

$$q_t = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad [2.73]$$

donde:

q_t = Ganancia media de calor para el periodo calculado, 24 horas o cualquier otro (kW).

q = Carga de refrigeración sensible y latente para un flujo de aire totalmente establecido (kW).

D_t = Factor de tiempo de apertura de la puerta.

D_f = Factor de flujo de aire entrante por la puerta.

E = Efectividad del dispositivo de protección de la puerta, si se tiene.

Gosney y Olama (1975) proporcionan de la siguiente ecuación para el cálculo del caudal de calor por flujos de aire en unas condiciones de flujo totalmente establecido:

$$q = 0.221 \cdot A \cdot (h_i - h_r) \cdot \rho_r \cdot \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0.5} (g \cdot H)^{0.5} F_m \quad [2.74]$$

donde:

A = area de la puerta, m².

h_i = entalpía del aire de entrada kJ/kg.

h_r = entalpía del aire de salida de la cámara kJ/kg.

ρ_i = densidad del aire de entrada kg/m³.

ρ_r = densidad del aire de salida de la cámara kg/m³.

g = Constante gravitacional = 9.81 m/s².

H = Altura de la puerta, m.

F_m = factor de densidad.

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i} \right)^{1/3}} \right)^{1.5} \quad [2.75]$$

Para un uso de la puerta cíclico, regular y constante, el factor de tiempo de apertura D_t puede ser calculado como sigue:

$$D_t = \frac{(P\theta_p + 60 \cdot \theta_o)}{3600 \cdot \theta_d} \quad [2.76]$$

donde

D_t = porcentaje de tiempo que la puerta está abierta.

P = número de veces de apertura de la puerta.

θ_p = tiempo que la puerta está abierta por apertura, s/paso.

θ_o = tiempo que la puerta simplemente permanece abierta, minutos.

θ_d = periodo de tiempo en que se contabilizan estas aperturas.

El valor de θ_p para una puerta operada manualmente por sistema de cordel es aproximadamente de 25s por paso a través de la puerta y de 10 a 15 segundos por paso en puertas de alta velocidad de apertura. Los valores de θ_o y θ_d deberán ser estimados experimentalmente.

El factor de flujo de aire por apertura D_f es el ratio respecto al flujo totalmente establecido que realmente se encuentra. Este tipo de flujo ocurre solo en el inusual

caso de que una puerta permanezca abierta a una estancia muy grande o al exterior, donde el flujo de aire no esté impedido por ninguna obstrucción tal como una pila de palets dentro o fuera de la cámara frigorífica y pueda rápidamente escapar. Bajo estas condiciones, D_f es 1.0.

Hendrix et al (1989) encontraron que con un tráfico equivalente a una salida o entrada por minuto a través de una puerta de apertura rápida, el factor de flujo de aire D_f es de 0.8 para una diferencia de temperatura mantenida de 16 K. Otros experimentos realizados por Dowing y Meffert (1993) con una diferencia de 7K y 10K encontraron un factor de flujo de aire de 1.1. En vista de estos resultados, el factor de flujo de aire recomendado para puertas cíclicamente operadas con diferencias de temperaturas mayores de 11°K es de 0.8 y para menores diferencias de temperatura, se considera un valor de 1.1.

La efectividad E de los dispositivos de protección puede estimarse en 0.95 o mayor para los tipos de puerta más actuales. Sin embargo, dependiendo del nivel de tráfico y mantenimiento de la puerta, E puede rápidamente reducirse hasta un valor de 0.8 en cámaras de conservación de congelados.

Por otra parte, Pinazo (1995) estima la carga por infiltraciones de aire para cada recinto sobre la base de un volumen de aire de renovación/día, y unas condiciones entálpicas del aire, dentro y fuera del recinto, estimándose la entrada de energía mediante la ecuación:

$$q = V_{\text{cámara}} \cdot nr \cdot \rho \cdot (h_{\text{exterior}} - h_{\text{cámara}}) / 24 \quad [2.77]$$

siendo:

$$V_{\text{cámara}} = \text{Volumen de aire del recinto (m}^3\text{)}.$$

nr = N° de renovaciones de aire diarias (renov/día).

ρ = Densidad del aire (kg/m^3).

h_{exterior} = Entalpía del aire exterior al recinto (kcal/kg).

$h_{\text{cámara}}$ = Entalpía del aire en el interior de la cámara (kcal/kg).

donde la entalpía del aire en kcal/kg se obtiene mediante la expresión:

$$h = 0.239 \cdot T + W(597 + 0.431 \cdot T) \quad [2.78]$$

siendo:

W = Contenido de humedad del aire ($\text{kg vapor/kg aire seco}$)

El cual, a su vez se puede obtener mediante:

$$W = 0.62198 \frac{\frac{\Phi P_{vs}}{100}}{101325 - \frac{\Phi P_{vs}}{100}} \quad [2.79]$$

donde:

ϕ = Humedad relativa en %

$$\log P_{vs} = \frac{7.5 \cdot T}{T + 237.3} + 2.7858 \quad \text{con } T \text{ en } ^\circ\text{C}. \quad [2.80]$$

El número de renovaciones por día puede establecerse en función del volumen de la cámara, régimen de trabajo y temperatura de la misma, pudiéndose utilizar gráficas (Pinazo, 1995):

En caso de régimen de trabajo especial, se multiplica el dato obtenido de la gráfica por un factor que vale:

- Con trabajo intenso, factor = 2
- Con cortinas de aire o antecámaras, factor = 0.4
- Con periodos largos de almacenaje, factor = 0.6

Si se conocen las dimensiones de la puerta y el tiempo que está abierta, se estima el volumen infiltrado en m³/s mediante la siguiente ecuación (Pinazo, 1995):

$$V_{\text{infiltrado}} = (0.48 + 0.004(T_{\text{exterior}} - T_{\text{cámara}})) \frac{A \cdot H}{4} \sqrt{0.0072 \cdot H \left(1 - \frac{T_{\text{exterior}}}{T_{\text{cámara}}}\right)} \quad [2.81]$$

donde:

A = Anchura de la puerta (m)

H = Altura de la puerta (m)

T_{exterior} = Temperatura en el exterior de la puerta (K)

$T_{\text{cámara}}$ = Temperatura en el cámara (K)

$V_{\text{infiltrado}}$ = Caudal volumétrico de aire infiltrado (m³/s)

Para conocer el caudal volumétrico total es preciso realizar previamente una estimación del número de aperturas que se producen a lo largo del día y su duración. Una vez conocido procederemos a calcular la carga por infiltración de aire siguiendo la ecuación anterior.

Otros autores asumen constante este caudal volumétrico (Marshall y James, 1975; Cleland 1983, 1989a) usa una técnica estadística para modelar el intercambio de aire que puede variar de día a día.

d) Entradas de energía por enfriamiento del producto y evaporación de agua del mismo.

En congeladores y enfriadores la transferencia de calor del producto al aire por convección es muy importante y la evaporación de agua del producto puede ser también significativa. En el caso de almacenamiento de producto congelado y cámaras de refrigeración, el producto se comporta como un acumulador energía ante los cambios de temperatura del aire que le rodea (López, 1994; López *et al.*, 1997).

e) Entradas de energía debidas a estructuras y mobiliario en el interior de la cámara.

Las estructuras y mobiliario se comportan como acumuladores de energía frente a las variaciones de temperatura en el recinto. El modelo más simple utiliza una sola zona para representar a todo lo englobado por este concepto, que se analiza mediante la ecuación:

$$(Mc_b) \frac{dT_b}{dt} = h_e \cdot A_b \cdot (T_a - T_b) \quad [2.82]$$

$$\Phi_b = h_e \cdot A_b \cdot (T_b - T_a) \quad [2.83]$$

donde

ϕ_b = carga térmica debida a las estructuras (W).

M_b = masa de las estructuras y mobiliario (kg).

c_b = calor específico medio de las estructuras (J/kg K).

h_e = coeficiente de transmisión de calor por convección de las estructuras. (W/m² K).

A_b = superficie de las estructuras expuesta (m^2).

T_b = temperatura de las estructuras ($^{\circ}C$).

A pesar de las dificultades para estimar estos parámetros Cleland *et al* (1982) y Cleland (1983, 1989a) han utilizado esta aproximación.

f) Entradas de energía debidas a otras fuentes de transferencia de vapor.

El último componente del modelo es el que considera el flujo de vapor de agua desde otras fuentes como pueden ser las personas u otras de fuentes de agua caliente dentro del espacio refrigerado. Este aspecto es más importante en locales con aire acondicionado que en cámaras frigoríficas y túneles de congelación (ASHRAE, 1994).

2.3 Sistemas de control en las instalaciones frigoríficas

Las empresas suministradoras e instaladoras de equipamiento frigorífico han sido siempre bastante conservadoras y poco dadas a intentar incorporar nuevas ideas en control (Hall, 1992). De hecho la mayor parte de los avances en los sistemas de control se “reduce” a computerizar los sistemas de relés mediante autómatas programables (PLC) (Lindsay, 1994; Stoecker, 1995; Gracie, 1995). Un ejemplo de estos sistemas de control se encuentra en el control informatizado de la instalaciones frigoríficas de un matadero que detalla el trabajo de Adria (1992), donde se describe la automatización del sistema de control a través de PLC’s conectados a ordenadores que monitorizan todo el sistema. Otras mejoras se traducen en transformar los antiguos sensores analógicos por transductores electrónicos. Por ejemplo, se han sustituido los antiguos sensores de presión tipo Bourdon por los más modernos

transductores de tipo Piezoeléctricos (Hall, 1992). Por ejemplo, MacCarthy y Coughlan (1992) describen un sistema de monitorización computerizado de una instalación frigorífica con amoníaco que monitoriza todas las variables importantes del sistema (temperatura de evaporación y de condensación, presiones, caudal de refrigerante, consumo eléctrico) de una manera eficiente que permite al personal de la instalación anticiparse a problemas mecánicos, optimizar la capacidad del sistema y minimizar los costes de operación.

En realidad la mayor parte de los sistemas de control de la industria agroalimentaria son *islas de control*, equipos gobernados independientemente, generalmente a través de controles PID. Sólo una mínima parte de las industrias esta controlado por un sistema de fabricación computerizada integral (Moreira, 2001).

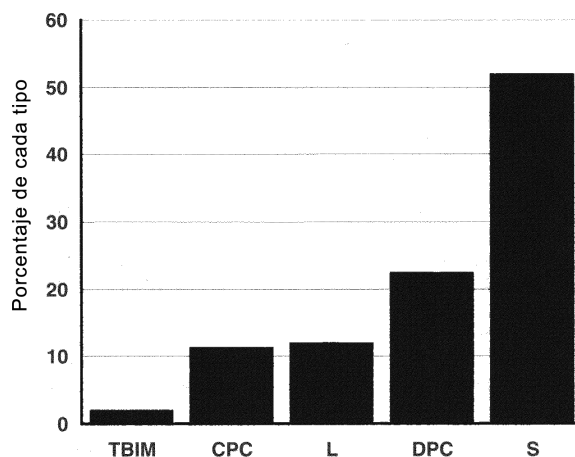


Figura 2.14

Utilización de los diferentes tipos de control en la industria agroalimentaria. (TBIM) sistemas de fabricación integral; (CPC) control centralizado del proceso, (L) control del proceso poco o nada centralizado; (DPC) Control distribuido; (S) Islas de control. Según Moreira, (2001).

En general las mejoras en el control de los sistemas frigoríficos se han realizado con la mejora de los diferentes componentes de la instalación, sustituyendo

los sistemas tradicionales por sistemas electrónicos como propone Stefanutti (1995) y Manor (1997). Por ejemplo, sustituyendo los antiguos termostatos por otros de tipo digital que permiten un mejor control de los diferentes parámetros del termostato (tiempo muerto, zona muerta, histéresis, etc.).

Los actuales sistemas de control se basan en controlar el funcionamiento de cada equipo de la instalación frigorífica independientemente. Así, el compresor es gobernado por su propio sistema de control, mientras que las condiciones de los equipos de servicio (cámaras de refrigeración, túneles de congelación, etc.) tienen su propio sistema de control. Incluso, el condensador es gobernado por su propio sistema de control.

En general, estos sistemas de control responden a la filosofía del tipo de control “*on-off*” (todo o nada), del tipo proporcional al error o como máximo se utiliza el control de tipo PID. Por ejemplo, el control clásico de cámaras frigoríficas se limita el uso de un termostato, que es un control “*on-off*”. Otro ejemplo, es el control del funcionamiento de los compresores. Este control mantiene una presión de aspiración constante a base de aumentar o disminuir la capacidad de los compresores en función del error, respecto a una presión de aspiración de referencia. Al ser éste un control incremental, ya que lo que realizamos es un aumento de un incremento en la capacidad del compresor, este control que se realiza es del tipo proporcional-integral (PI).

La mayor parte de los esfuerzos de investigación y desarrollo en control han sido realizados por la industria de fabricación de compresores. Esto es debido a que estos equipos son los que mayor energía consumen dentro de la instalación frigorífica. Dentro de estas tareas de investigación se observan dos líneas:

a) La que se basa sobre todo en optimizar el diseño de los compresores mismos, bien para mejorar su rendimiento o bien para facilitar un óptimo sistema de control. Así, Fleming *et al* (1994) en colaboración con la marca de compresores Howden, desarrollan el uso de técnicas de optimización del diseño de compresores de tornillo. De la misma manera, Fleming *et al* (1995), desarrollan la optimización del ciclo frigorífico mediante el uso del sistema *superfeed* (economizador) que no es en sí un sistema de control, sino una técnica de ahorro de energía.

Otro sistema de optimización del diseño es el uso de variadores de velocidad para disminuir el consumo energético del compresor (Dutto y Hivet, 1993; Rolfsman *et al*, 1996; Quershi y Tassou, 1996; Tassou y Quershi, 1998). El uso del variadores de velocidad no es en sí un sistema de control, sino un tipo de accionamiento que permite sistemas de control más eficientes, de tal manera que posibilita un mayor fraccionamiento de la potencia de los compresores sin disminuir por ello en demasía el rendimiento energético del compresor.

b) Por otra parte, están los trabajos centrados en los sistemas propiamente de control que gobiernan las instalaciones frigoríficas. Estos pueden dividirse en los que controlan el funcionamiento de la instalación, y los llamados de seguridad (Stoecker, 1995). Entre los sistemas de control de seguridad están incluidos los de regulación del aceite en los compresores, los de regulación de las presiones admisibles en el sistema, los de regulación de los niveles de agua en los condensadores evaporativos y torres de refrigeración, etc. Un ejemplo de sistema de control de seguridad es el descrito por Acedo (1995), para evitar la situación de entrada de líquido en los compresores centrífugos, que garantiza un nivel satisfactorio de operación y vida del compresor.

En cuanto a los trabajos sobre sistemas de control del funcionamiento de la instalación frigorífica tenemos que distinguir aquellos que utilizan la teoría de control automático clásica tal como lo define Ogata (1998) y aquellos que utilizan otras técnicas diferentes para control de la instalación. Entre estos últimos se encuentran:

- Najork (1975) que investiga un análisis dinámico de la instalación y un tipo de control empírico para el condensador que mejora la eficiencia del ciclo.

- Edwards y Fleming (1979) proponen diferentes alternativas para el ahorro de energía en cámaras frigoríficas. Una de ellas es el control a dos velocidades de los ventiladores de los evaporadores, reduciendo por una parte el consumo de energía de los ventiladores y, por otra, ajustando la demanda frigorífica de los evaporadores.

- Nastran (1995) describe un método numérico iterativo para la búsqueda del punto de funcionamiento óptimo de la instalación frigorífica sin la necesidad de una realimentación de la variable a controlar.

- Welch y David (1997) estudian un sistema de control automático una instalación con múltiples compresores.

- Jian y Zaheeruddin (1998), a partir de un modelo descrito por ecuaciones diferenciales, desarrollan un control sub-óptimo de tipo *On-Off* (todo o nada) mediante la búsqueda de técnicas heurísticas del tiempo de apagado y encendido óptimo.

Entre los trabajos sobre sistemas de control que utilizan la teoría de control se encuentran:

- Zornini y Pañoso (1995), que plantean un control basado en PD para el compresor y PID para la válvula de expansión, cuyos parámetros están optimizados según criterios de estabilidad.
- Hegglin (1995) también plantea un control del tipo PID para la válvula de expansión y modula el flujo de refrigerante al compresor también mediante un control PID tal como se indica en la Figura 2.15:

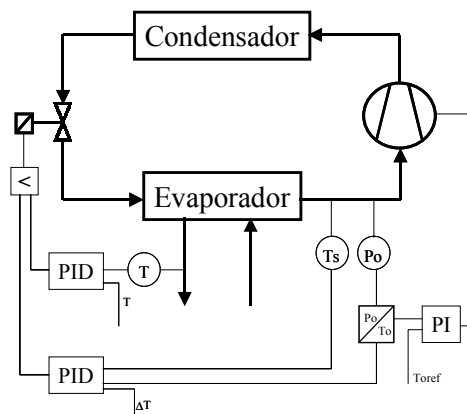


Figura 2.15
Esquema de controles PID propuesto por Hegglin (1995).

- Outtagarts *et al* (1995) dan un paso más. Plantean un sistema de control “adaptativo” para la regulación de la válvula de expansión. Este sistema regula el sobrecalentamiento según un control cuya función de transferencia es de tercer orden, diseñado mediante la técnica de control RQO (Regulation Qualitative Optimale).
- Shiming Ji *et al* (1995) proponen un sistema de control en cascada con dos lazos. El interior está gobernado por un PID como el exterior, con la diferencia que en éste, sus parámetros son calculados mediante una red neuronal que adapta los parámetros al funcionamiento de la instalación (ver Figura 2.16).

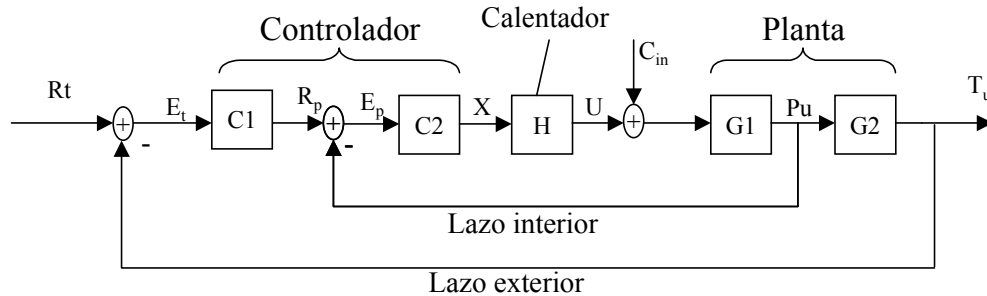


Figura 2.16
Diagrama de bloques del control en cascada propuesto por Shiming Ji *et al* (1995).

- Sheng Liu *et al* (1996) plantean un control multivariable (MIMO) mediante un compensador LQG (Linear Quadratic Gaussian), en el cual las variables de entrada son, la velocidad del compresor y la apertura de la válvula de expansión. Y las variables de salida son: la temperatura de evaporación y el sobrecalentamiento. Con ello consiguen coordinar el funcionamiento del compresor y de la válvula de expansión.

- Kattakayam y Srinivassan (1999) describen un *control robusto* para una pequeña instalación frigorífica autónoma basado en bastantes variables de entrada para conseguir deducir la estrategia de control.

2.3.1 Sistemas de control basados en la Lógica Borrosa o Fuzzy Logic.

Una mención aparte merecen los sistemas de control basados en lógica borrosa (*Fuzzy Logic Control*, FLC). Existen numerosas referencias en la literatura sobre sistemas de control de instalaciones frigoríficas mediante lógica borrosa, convirtiendo a esta técnica en una de las más utilizada en la literatura. Así se pueden encontrar:

- Xia y Huang (1991) plantean un sistema de lógica borrosa para controlar la temperatura y humedad relativa de una cámara frigorífica, mediante la utilización de la temperatura de bulbo seco y húmedo, como variables borrosas y la potencia frigorífica y de humidificación como salidas.
- Becker *et al* (1994, 1995) proponen un sistema de control borroso (FLC) para la regulación de la temperatura de una cámara de conservación de congelados y de su humedad. También plantean un sistema de control borroso para el control de los sistemas de desescarche.
- Chia *et al* (1997) y Cheung y Sooban (1997) también plantean un sistema de control borroso para el control del sobrecalentamiento de la válvula de expansión. En este caso el tipo de control utilizado es un PID borroso.
- Qing-Chao *et al* (1997) desarrollan un sistema de regulación neuroborroso para el control de la temperatura de un sistema de refrigeración según la Figura 2.17.

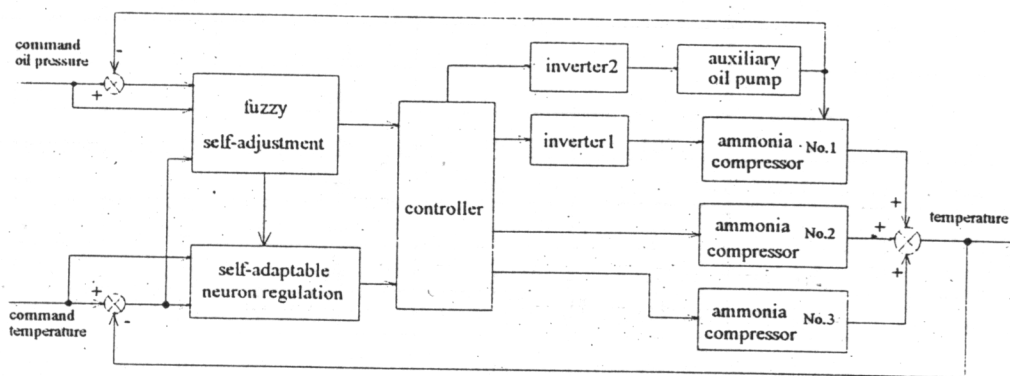


Figura 2.17
Diagrama de bloques del modelo del sistema frigorífico y del control neuroborroso (Qing-Chao *et al*, 1997).

Como se ve en la Figura 2.18 se utiliza un sistema de regulación de la velocidad en el compresor número uno para responder a pequeños cambios de temperatura. Los otros dos compresores se encargan de hacer frente a las grandes variaciones de temperatura.

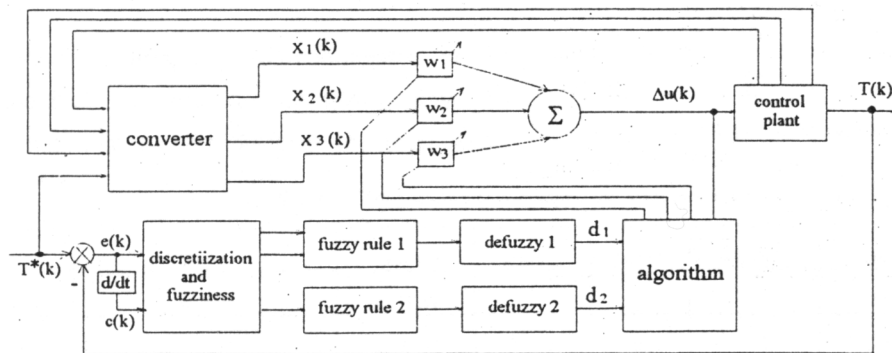


Figura 2.18
Controladores basados en principios de autoajustes borrosos y red neuronal adaptativa
(Qing-Chao et al, 1997).

2.3.1.1 Fundamentos de los sistemas de control basados en la lógica borrosa (FLC)

El origen de la lógica borrosa hay que buscarlo necesariamente en la aparición de la teoría de conjuntos borrosos. Aunque su formalización no comienza hasta mediados de los años 60, algunos matemáticos y filósofos del siglo XIX ya habían planteado algunas de las ideas que muchos años mas tarde serían los pilares fundamentales de la lógica borrosa.

En efecto, la primera formalización matemática de la lógica borrosa corresponde a Zadeh (1965), un investigador de origen soviético que publica su trascendental artículo *Fuzzy Sets* (Conjuntos Borrosos).

A partir de los conceptos básicos que definen una lógica es posible elaborar cada una de las lógicas, definiendo sus variables, conectivas, reglas operativas y semántica (Trillas *et al*, 1995). Se pueden agrupar las principales lógicas de acuerdo con el esquema de la Figura 2.19

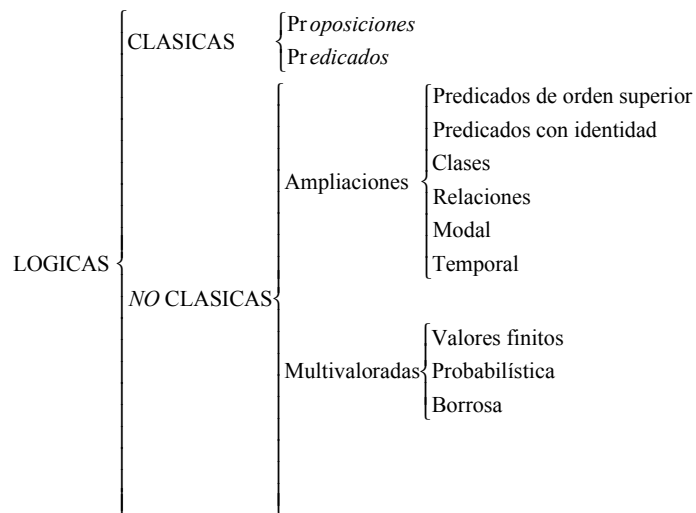


Figura 2.19
Esquema de las distintas Lógicas, Trillas *et al.*, 1995

La formalización de la teoría de conjuntos borrosos conlleva, en primer lugar, a definir los conceptos que se emplean con mas asiduidad, y que se exponen a continuación (Trillas *et al*, 1995):

- Se define *universo de discurso* como el conjunto X de posibles valores que puede tomar la variable x que interviene en el predicado. Y se representa:

$$X = \{ x \}.$$

Ejemplo. El universo de discurso se puede entender como el rango de variación de la variable. Así, en la Figura 2.20, los universos de discurso para las variables temperatura ambiente y tamaño de un montón de arena, se han elegido entre 0 y 40°C, y entre 0 y 20 m³, respectivamente.

- Se denominan *etiquetas lingüísticas*, o *términos lingüísticos*, a los valores semánticos correspondientes a un predicado.

Ejemplo. En el ejemplo anterior, se han tomado cinco etiquetas lingüísticas para la variable tamaño y cinco para la variable temperatura. Su utilización deriva directamente del lenguaje humano, por lo que permiten modelar de manera bastante adecuada la semántica de dicho lenguaje.

Los problemas reales más comunes se resuelven tomando entre 2 y 9 términos lingüísticos, pero siempre los necesarios para representar suficientemente el problema. En realidad si se emplea más de 9 términos, se sobrepasan los márgenes que es capaz de diferenciar el ser humano. Un ser humano es capaz de discernir entre *algo grande* y *ligeramente grande*, pero intercalar *moderadamente grande* entre los dos anteriores daría lugar a indecisión a la hora de definir el conjunto borroso asociado.

Por otra parte, el utilizar un número de términos par o impar es función del problema a resolver. Por ejemplo, se puede utilizarse un número impar si se desea que exista un término central que represente el cero borroso de la variable de entrada.

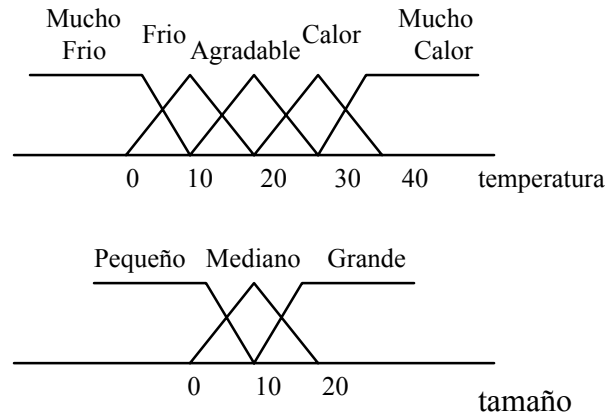


Figura 2.20
Conjuntos Borrosos.

- De esta manera se puede definir un *Conjunto borroso* A , definido en un universo de discurso X , como un conjunto de pares ordenados:

$A = \{ (x, \mu_A(x)) \mid \forall x \in X \}$, siendo $\mu_A: X \rightarrow [0,1]$ la función que representa el grado en que x pertenece a A . La función μ_A se denomina *función de pertenencia*.

Si X es un universo discreto, los conjuntos borrosos se representan como

$$A = \mu_A(x_1) / x_1 + \mu_A(x_2) / x_2 + \dots + \mu_A(x_n) / x_n = \sum \mu_A(x_i) / x_i \quad [2.84]$$

donde el símbolo de división no es mas que un separador de los elementos de cada par y el sumatorio es la operación de unión entre todos los elementos del conjunto. Por extensión, si X es un universo continuo, la notación empleada es

$$A = \int \mu_A(x) / x \quad [2.85]$$

Una práctica habitual es nombrar al *conjunto borroso* por la *etiqueta lingüística* (o nombre del predicado) que se le haya asociado.

En el ejemplo anterior se han utilizado diferentes conjuntos borrosos definidos sobre las variables tamaño y temperatura, sobre la base de términos lingüísticos: *pequeño, mediano y grande; mucho frío, frío, agradable, calor y mucho calor*, respectivamente. En cierta forma, el concepto de función de pertenencia no es más que una extensión del concepto clásico de función característica.

- Se llama *función característica* de un conjunto (clásico) A , a la función $X_A: X \rightarrow \{0,1\}$ que toma los valores:

$$X_A = \begin{cases} 1, & \text{si } x \in A \\ 0, & \text{si } x \notin A \end{cases} \quad [2.86]$$

La función de pertenencia, sin embargo, toma valores en el intervalo real $[0,1]$, y representa el grado de compatibilidad de un cierto predicado x con el término lingüístico que lleva asociado.

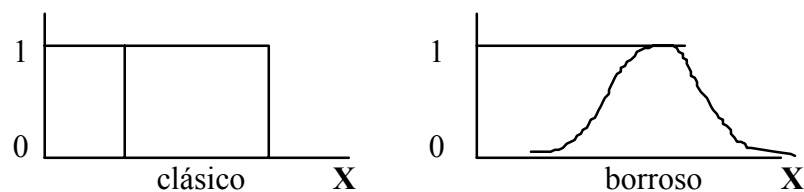


Figura 2.21
Conjunto Clásico frente a Conjunto Borroso.

Es destacable el hecho de que el grado de pertenencia no tiene aquí un sentido probabilístico sino posibilístico, pues representa el grado de posibilidad de que un predicado sea cierto.

Ejemplo. En el ejemplo anterior, ver Figura 2.20, las funciones de pertenencia se han elegido libremente de forma triangular. Cada término lingüístico corresponde a un subconjunto borroso que tiene asociada una función de pertenencia. Ésta representa el grado de compatibilidad de un valor numérico x con ese término. Por ejemplo, "15 m³ de tamaño es GRANDE" toma el valor 0.5 (siendo x la variable *tamaño*).

Podemos establecer que un montón de arena es grande cuando ocupa 20 m³, y que hace calor cuando la temperatura es de 30°C. Análogamente, un tamaño de 10 m³ ya no corresponde a un montón grande, sino a uno de tamaño *mediano*. El grado de posibilidad de "10 m³ es mediano" es del 100%, y de "10 m³ es grande" es de 0%. De manera coherente, podemos asignar a tamaños comprendidos entre 10 y 20 m³, valores posibilísticos comprendidos en el intervalo real [0,1]. Si lo hacemos interpolando de manera lineal, "12 m³ es grande" será algo cierto (compatibilidad 0.2 con la etiqueta lingüística que representa el conjunto borroso *grande*).

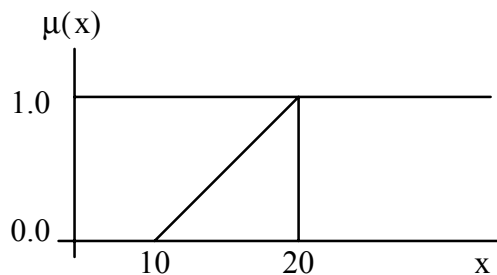


Figura 2.22
Conjunto Borroso *grande*.

En la Figura 2.22 se puede ver cómo se ha definido la función de pertenencia del conjunto borroso *grande*:

$$\mu_{\text{grande}}(x) = \begin{cases} 0 & , \text{ si } x \leq 10\text{m}^3 \\ 0.1(x - 10) & , \text{ si } 10 \leq x \leq 20 \text{ m}^3 \\ 1 & , \text{ si } x \geq 20\text{m}^3 \end{cases} \quad [2.87]$$

Se puede observar también cómo la función ha sido truncada a 1 para valores que se salen del universo de discurso, con el fin de modelar que todo tamaño que se salga del mismo (mayor a 20 m^3) sigue siendo *grande* con un grado de compatibilidad de 1.

Las operaciones que relacionan a los conjuntos borrosos son definidas por los operadores-t. Existen diversas formas de conectividad entre los conjuntos borrosos. En la Tabla 2.2, elaborada por Matias (1992), aparecen ejemplos de operadores-t.

INTERSECCION	CONJUNCION	NEGACION
$T_1 = \min(x, y)$	$S_1 = \max(x, y)$	$N_1 = 1 - x$
$T_2 = xy$	$S_2 = x + y - xy$	$N_2 = 1 - x$
$T_3 = \max(0, x + y - 1)$	$S_3 = \min(1, x + y)$	$N_3 = 1 - x$
$T_4 = \frac{xy}{x + y - xy}$	$S_4 = \frac{x + y - 2xy}{1 - xy}$	$N_4 = 1 - x$
$T_5 = \begin{cases} x, y = 1 \\ y, x = 1 \\ 0, \text{ otros} \end{cases}$	$S_5 = \begin{cases} x, y = 0 \\ y, x = 0 \\ 0, \text{ otros} \end{cases}$	$N_5 = 1 - x$

INTERSECCION	CONJUNCION	NEGACION
$T_6 = \frac{\lambda xy}{1 - (1 - \lambda)(x + y - xy)}$	$S_6 = \frac{\lambda(x + y) + xy(1 - 2\lambda)}{\lambda + xy(1 - \lambda)}$	$N_6 = 1 - x$
$T_7 = \max(1 - ((1 - x)^\lambda + (1 - y)^\lambda), 1)$	$S_7 = \min((x^\lambda + y^\lambda)^{1/\lambda}, 1)$	$N_7 = 1 - x$
$T_8 = 1 + ((1/x - 1)^\lambda + (1/y - 1)^\lambda)$	$T_8 = 1 + ((1/x - 1)^\lambda + (1/y - 1)^\lambda)$	$N_8 = 1 - x$
$T_9 = \frac{xy}{\max(x, y, \lambda)}$	$S_9 = 1 - \frac{(1 - x)(1 - y)}{\max(1 - x, 1 - y, \lambda)}$	$N_9 = 1 - x$
$T_{10} = \max(\frac{x + y - 1 + \lambda xy}{1 + \lambda})$	$S_{10} = \min(x + y - 1 + \lambda xy)$	$N_{10} = \frac{1 - x}{1 - \lambda x}$
$T_{11} = \max((1 + \lambda)(x + y - 1) - \lambda x)$	$S_{11} = \min(x + y + \lambda xy, 1)$	$N_{11} = 1 - x$

Tabla 2.2 Operadores-t

Se pueden observar en la tabla anterior las siguientes correspondencias según los autores:

T_1 , y S_1 , son los operadores propuestos por Zadeh (1970)

$$\begin{aligned} \mu_{A \cap B}(x) &= T_1(\mu_A(x), \mu_B(x)) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad \forall x \in X \\ \mu_{A \cup B}(x) &= S_1(\mu_A(x), \mu_B(x)) = \max(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad \forall x \in X \end{aligned} \quad [2.88]$$

T_2 y S_2 tienen una interpretación probabilística

$$\begin{aligned}\mu_{A \cap B}(x) &= T_2(\mu_A(x), \mu_B(x)) = \mu_A(x) \cdot \mu_B(x) \quad \forall x \in X \\ \mu_{A \cup B}(x) &= S_2(\mu_A(x), \mu_B(x)) = \mu_A(x) + \mu_B(x) - \mu_A(x) \cdot \mu_B(x) \quad \forall x \in X\end{aligned}\quad [2.89]$$

T_3 y S_3 son los operadores de la lógica de Lukasiewicz (1975)

$$\begin{aligned}\mu_{A \cap B}(x) &= T_3(\mu_A(x), \mu_B(x)) = \max(0, \mu_A(x) + \mu_B(x) - 1) \quad \forall x \in X \\ \mu_{A \cup B}(x) &= S_3(\mu_A(x), \mu_B(x)) = \min(1, \mu_A(x) + \mu_B(x)) \quad \forall x \in X\end{aligned}\quad [2.90]$$

El objetivo fundamental de la lógica borrosa es el tratamiento de la incertidumbre que se encuentra en el mundo real. De esta manera se puede establecer:

Sean A , B , C conjuntos borrosos definidos sobre los universos de discurso X , Y , Z , y con funciones de pertenencia $\mu_A(x)$, $\mu_B(y)$, $\mu_C(z)$, respectivamente. La inferencia con lógica borrosa tiene un aspecto sintáctico como el siguiente (Trillas *et al*, 1995).

(regla): SI (x es A) ENTONCES (y es B)

(premisa): (x es A^*)

(conclusión): (y es B^*)

Se trata del *modus ponens generalizado*, que se reduce al *modus ponens* clásico cuando $A=A^*$ y $B=B^*$ (Chuen Chien, 1990a, 1990b).

Ejemplo:

SI *la temperatura es baja* ENTONCES *el consumo es alto*
la temperatura es muy alta

el consumo es muy alto

La función de implicación se representa mediante una relación borrosa en $X \times Y: R = A \rightarrow B$

$$\mu_{A \rightarrow B}: X \times Y \rightarrow [0,1] \quad [2.91]$$

Esta función puede definirse de muy variadas maneras. Por ejemplo, la función de Mandami (Mandami y Gaines, 1990) generalizada procede de interpretar el condicional como el propio producto cartesiano $A \rightarrow B = A \times B$

$$\mu_{A \rightarrow B}(x, y) = T(\mu_A(x), \mu_B(y)) \quad \forall x \in X, \forall y \in Y \quad [2.92]$$

que coincide con $\min(\mu_A(x), \mu_B(y))$ si utilizamos la norma-t de Zadeh T_1 .

Existen además de la función de Mandami, que es la más utilizada, otras muchas que se pueden utilizar como la función de Larsen, Zadeh, Goguen, etc.. (Chuen Chien, 1990b).

La estructura básica del controlador borroso aparece reflejada en la Figura 2.23. Como en ella puede verse, a partir de la señal de referencia y del valor de la variable controlada, se obtienen el error $e(t)$, su derivada $ce(t)$ y su integral $se(t)$. Estas variables pueden ponderarse mediante tres constantes K_E , K_{CE} , y K_{SE} . El

controlador toma como variables de entrada $e(t)$, $ce(t)$ y $se(t)$, y tiene como variable de salida la acción de control a aplicar $u(t)$.

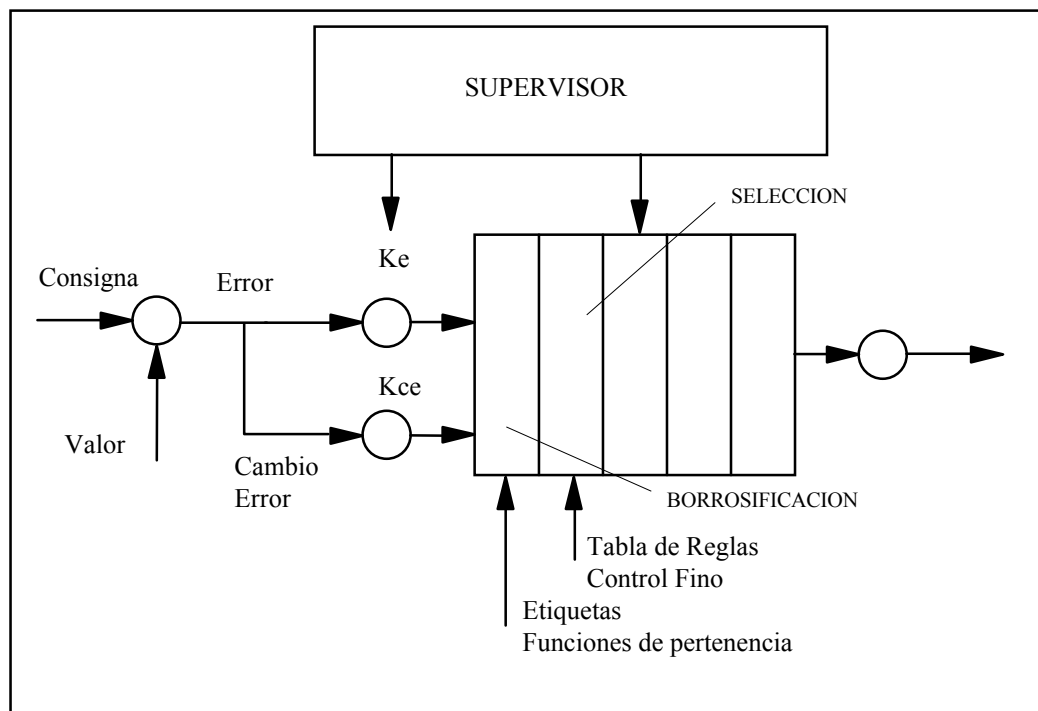


Figura 2.23
Esquema de un Controlador Borroso (Matias, 1992).

Internamente se compone de un conjunto de reglas, expresadas en términos lingüísticos, que tienen como premisa los valores posibles de las variables de entrada, y en la conclusión el valor de la acción de control a efectuar, todos los términos también lingüísticos. Esta acción de control debe ser transformada posteriormente en un valor nítido. Las reglas se agrupan en una tabla multidimensional que almacena el valor lingüístico de la acción de control para cada combinación posible de las variables de entrada. Opcionalmente puede existir un módulo de supervisión que ajuste los parámetros del controlador en línea.

A continuación se procede a describir cada operación que interviene en el controlador borroso (Chuen Chien, 1990b; Matias, 1992; Trillas *et al*, 1995):

a) Borrosificación

El algoritmo de control consta de varias etapas. La primera de ellas es la obtención, a partir de los valores de $e(t)$, $ce(t)$ y $se(t)$, del valor de sus correspondientes variables borrosas E , CE y SE . Para ello es preciso definir el conjunto de posibles valores borrosos (conjuntos borrosos) que pueden tomar cada una de ellas sobre su respectivo universo de discurso. En la Figura 2.24 se muestra un ejemplo de esta elección.

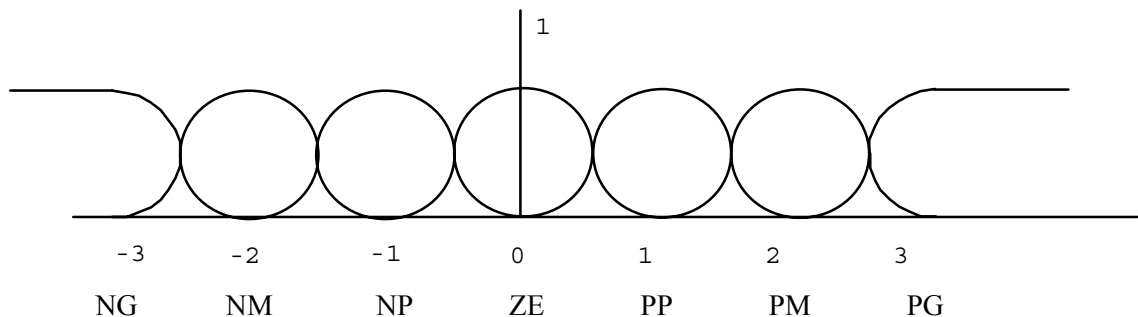


Figura 2.24
Funciones de Pertenencia.

El eje de abscisas representa el *Universo de Discurso*, es decir, el rango de variación de la variable de entrada (E , CE o SE), que en este caso se ha elegido entre -3 y $+3$. Se han tomado siete *Etiquetas Lingüísticas*:

PG: Positivo Grande, centrado en $+3$

PM: Positivo medio, centrado en $+2$

PP: Positivo pequeño, centrado en $+1$

ZE: Cero, centrado en 0

NP: Negativo pequeño, centrado en -1

NM: Negativo medio, centrado en -2

NG: Negativo Grande, centrado en -3

En cuanto a la función de pertenencia de un término lingüístico, ésta representa el grado de asociación del valor numérico de $e(t)$, $ce(t)$ o $se(t)$ con ese término, como ya dijimos anteriormente. Por ejemplo, 0 sería ZE con un grado de certeza 1 y tendría un grado de certeza casi 0 para las restantes etiquetas, ya que no corta a ninguna de sus funciones de pertenencia; mientras que -0.4 podría ser NP con un grado de certeza 0.3 y ZE con un grado de certeza 0.7, por ejemplo. Se empleará la siguiente notación:

E_i : términos lingüísticos asociados a la función error.

CE_i : términos lingüísticos asociados a la función cambio en el error.

SE_i : términos lingüísticos asociados a la función suma del error.

U_i : términos lingüísticos asociados a la función acción de control.

CU_i : términos lingüísticos asociados a la función cambio en la acción de control.

$\mu_{E_i}(e)$: función de pertenencia asociada a la etiqueta lingüística E_i .

$\mu_{CE_i}(ce)$: función de pertenencia asociada a la etiqueta lingüística CE.

$\mu_{SE_i}(se)$: función de pertenencia asociada a la etiqueta lingüística SE.

$\mu_{U_i}(u)$: función de pertenencia asociada a la etiqueta lingüística U_i .

$\mu_{CU_i}(CU)$: función de pertenencia asociada a la etiqueta lingüística CU_i .

La *borrosificación* consiste en calcular el grado de pertenencia del valor nítido de las variables de entrada (e , ce y se) a cada una de las etiquetas lingüísticas (E_i , CE_i y SE_i) mediante las funciones de pertenencia. Este será un número comprendido entre 0 y 1 para cada etiqueta.

En cuanto a la elección de la forma de las funciones de pertenencia, estas pueden ser básicamente de 5 tipos (Trillas *et al*, 1995):

Trapezoidales: pueden derivar en rectangulares o en triangulares.

Rectangulares: no tienen significado físico, pues una variable borrosa no puede pasar bruscamente de valer 1 a valer 0, o a la inversa.

Triangulares: son funciones lineales por tramos, pero presentan una discontinuidad en la primera derivada, que hereda la acción de control.

Exponenciales: (distribución normal), muestran un comportamiento muy adecuado y no presentan discontinuidad en la derivada, aunque tienen el inconveniente de su lentitud de cálculo.

Polinómicas: son funciones sencillas y tienen una forma similar a la de las funciones de densidad normales, siendo más rápidas de calcular.

En el ejemplo se han empleado funciones polinómicas de segundo grado, por intervalos (Figura 2.24). En el caso de funciones de densidad normales, la forma de la curva es ajustable en función del parámetro σ de la normal. Las dos etiquetas

extremas tienen funciones de pertenencia unidad desde el centro de cada una de ellas hacia $\pm\infty$, con el fin de dar soporte a todos los valores de las variables de entrada que no pertenecen al universo de discurso.

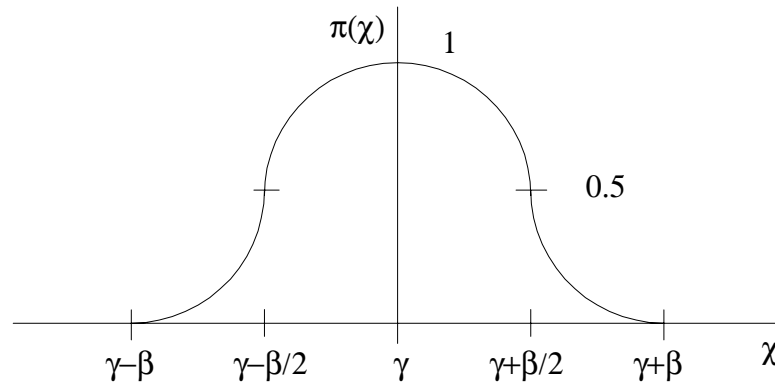


Figura 2.25
Función de pertenencia polinómica Pi.

La expresión correspondiente al conjunto borroso de la figura anterior es

$$\pi(x; \beta, \gamma) = \begin{cases} 0 & , \text{ si } x \leq \gamma - \beta \\ 2\left(\frac{x - \gamma + \beta}{\beta}\right)^2 & , \text{ si } \gamma - \beta \leq x \leq \gamma - \beta / 2 \\ 1 - 2\left(\frac{x - \gamma}{\beta}\right)^2 & , \text{ si } \gamma - \beta / 2 \leq x \leq \gamma + \beta / 2 \\ 2\left(\frac{x - \gamma - \beta}{\beta}\right)^2 & , \text{ si } \gamma + \beta / 2 \leq x \leq \gamma + \beta \\ 0 & , \text{ si } x \geq \gamma + \beta \end{cases} \quad [2.93]$$

b) Planteamiento de las Reglas

Tras haber traducido los valores deterministas de las variables de entrada a valores borrosos, se pasa a aplicar aquellas reglas que puedan ser disparadas. Para ello

se dispone de una tabla de reglas con una, dos o tres entradas (E , CE , SE) por cada variable de entrada al regulador.

La tabla contiene las reglas a aplicar por el regulador, que son de la forma siguiente según contengan una, dos o tres entradas (Chuen Chien, 1990a):

SI (E es PM) Y ENTONCES (U es NM)

SI (E es PG) Y (CE es NP) ENTONCES (CU es PP)

SI (E es ZE) Y (CE es ZE) Y (SE es ZE) ENTONCES (U es ZE)

Se muestra a continuación una tabla ejemplo para un caso bidimensional:

	NG	NP	ZE	PP	PG
NG	NG	NG	NG	NP	PG
NP	NG	NG	NP	PP	PG
ZE	NG	NP	ZE	PP	PG
PP	NG	NP	PP	PG	PG
PG	NG	PP	PG	PG	PG

Tabla 2.3
Tabla de Reglas.

En el caso de múltiples variables de entrada, un regulador multivariable podría constar de reglas más complejas, por ejemplo:

SI (E_I es E_{1i}) Y (CE_I es CE_{1i}) Y (E_2 es E_{2i}) ENTONCES (U es U_i)

Lógicamente, el análisis y diseño del controlador se hace cada vez más complicado a medida que introducimos más premisas en las reglas. Esto ha llevado tradicionalmente a utilizar solamente dos entradas (Matías, 1992), por lo que en los apartados siguientes sólo analizaremos, por simplicidad, el caso de un controlador con entradas E y CE y salida CU (el equivalente a un PI), aunque también podría haberse hecho con U como salida (el equivalente a un PD).

c) Selección de Reglas

Después de la *borrosificación*, para cada regla de la tabla tenemos un valor numérico de entrada de E y otro de CE . Podemos construir una tabla adicional o matriz de inferencia que representa el peso que tendrá cada una de las reglas en la conclusión final. Al ser reglas del tipo

SI (E es E_i) Y (CE es CE_i) ENTONCES (CU es CU_i)

La salida CU borrosa del proceso de inferencia de una regla puede ser calculada según Matías (1992) como:

$$\mu_{CU}(cu) = \sup_{\forall e, ce} T(\mu_E(e), \mu_{CE}(ce), \mu_{(E \cap CE) \rightarrow CU}(e, ce, cu)) \forall cu$$

con

$$\mu_{(E \cap CE) \rightarrow CU}(e, ce, cu) = S(\mu_{R_1}(e, ce, cu), \dots, \mu_{R_n}(e, ce, cu)) \forall e, ce, cu$$

y $R_i = (E_i \cap CE_i) \rightarrow CU_i$:

$$\mu_{R_i}(e, ce, cu) = T(\mu_{E_i}(e), \mu_{CE_i}(ce), \mu_{CU_i}(cu)) \forall e, ce, cu$$

es decir, sustituyendo tenemos

$$\mu_{CU}(cu) = \sup_{\forall e, ce} T(\mu_E(e), \mu_{CE}(ce), S(T(\mu_{Ei}(e), \mu_{CEi}(ce), \mu_{CUi}(cu)))) \forall cu \quad [2.94]$$

Sin embargo, nuestro controlador borroso no es un sistema borroso cualquiera, dado que sus entradas son nítidas, $e=e^*$ y $ce=ce^*$. Por ello, como $\mu_E^*(e)$ y $\mu_{CE}^*(ce)$ sólo valen 1 para $e=e^*$ y $ce=ce^*$, y cero para el resto (Matías, 1992), resulta

$$\mu_{CU}(cu) = S(T(\mu_{Ei}(e^*), \mu_{CEi}(ce^*), \mu_{CUi}(cu)) \forall cu \quad [2.95]$$

De esta forma, el grado de cumplimiento de la premisa puede tomarse como el menor de cada una de sus condiciones, tomándose este grado como peso de la conclusión final (Matias, 1992). Por lo tanto, si se toma como operador lógico para la intersección la función mínimo (T_1), cada término de la matriz de inferencia tiene como peso o masa w_i el menor de los respectivos grados de pertenencia de e^* y ce^* a las etiquetas correspondientes a esa regla.

$$w_i = \min(\mu_{Ei}(e^*), \mu_{CEi}(ce^*))$$

$$\mu_{CU}(cu) = S(T(w_i, \mu_{CUi}(cu))) \forall cu \quad [2.96]$$

A partir de la matriz de inferencia, resulta posible hacer una selección de las reglas que van a ser aplicadas, eliminando las que tengan un grado de pertenencia demasiado pequeño. Además, de no ser eliminadas, esto podría implicar una acción de control contraria a la deseada. Esta selección de reglas equivale a reducir el soporte de las funciones de pertenencia, que en el caso de la función de densidad normal no llegan a tomar el valor 0 exacto. Con funciones polinómicas, triangulares o

trapezoidales no es preciso.

Otra posibilidad es aplicar todas las reglas de acuerdo con el grado indicado en la matriz de inferencia. En la práctica, el tiempo de cálculo que se emplea en comprobar si dicho grado es inferior a un valor propuesto, es prácticamente igual que el que se tarda en aplicar dicha regla sin más, razón por la cual es perfectamente viable optar por esta solución.

d) Aplicación de Reglas. Conclusión Borrosa.

Hasta aquí disponemos de un conjunto de reglas y de un peso para la conclusión final de cada una de ellas. La acción de control que concluye cada regla es un conjunto borroso cu_i al que se le ha asignado un peso w_i . La interpretación usual de este conjunto con pesos, puede hacerse de dos formas (Matías, 1992; Trillas *et al*, 1995):

- Tomando $T=T_1$ (mínimo), la salida es otro conjunto borroso en el que la función de pertenencia se calcula como el mínimo entre la función de pertenencia primitiva y el peso:

$$\begin{aligned}\mu_{cu_i}(cu) &= \min(w_i, \mu_{cu_i}(cu)) \\ \mu_{cu}(cu) &= S_{\forall i}(\min(w_i, \mu_{cu_i}(cu))) \quad \forall cu \quad [2.97]\end{aligned}$$

- Tomando $T=T_2$ (producto): la salida es otro conjunto borroso en el que la función de pertenencia se calcula como producto de la función de pertenencia primitiva por el peso:

$$\begin{aligned}\mu_{CUi}(cu) &= w_i \cdot \mu_{CUi}(cu) \\ \mu_{CU}(cu) &= S(w_i \cdot \mu_{CUi}(cu)) \quad \forall cu \quad [2.98]\end{aligned}$$

Por lo tanto, el resultado final de la aplicación de todas las reglas es un conjunto de conjuntos borrosos con sus respectivas funciones de pertenencia.

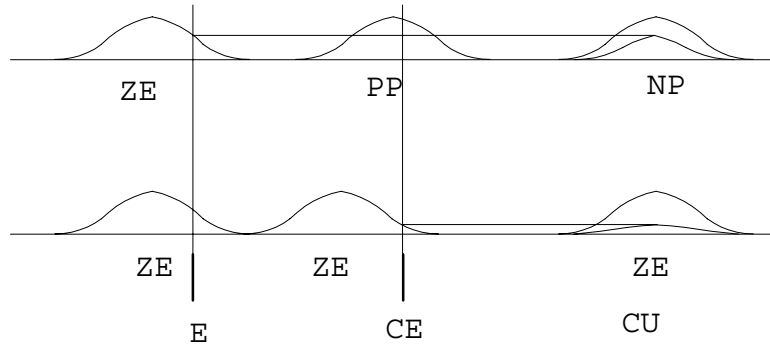


Figura 2.26
Aplicación de Reglas.

Una vez más es posible elegir la conorma-t a utilizar, con el fin de obtener un único conjunto a partir de los anteriores:

- tomando $S=S_1$ (máximo)

$$\mu_{CU}(cu) = \max_{\forall i}(\mu_{CUi}(cu)) \quad [2.99]$$

- tomando $S=S_3$ (suma acotada)

$$\mu_{CU}(cu) = \min\left(1, \sum_{i=1}^r \mu_{CUi}(cu)\right) \quad [2.100]$$

o bien

$$\mu_{CU}(cu) = \sum_{i=1}^r \mu_{CUi}(cu) \quad [2.101]$$

Si se sabe de antemano que la suma anterior nunca supera la unidad.

e) Desborrosificación. Conclusión numérica.

Finalmente, a partir del conjunto de curvas de salida, se procede al cálculo del valor numérico de la conclusión. Para ello existen varios métodos (Chuen Chien, 1990b):

- tomar como conclusión el máximo de la curva $\mu_{cu}(cu)$ (MAX)
- tomar como conclusión el promedio de los máximos de la curva $\mu_{cu}(cu)$ (MOM, *Mean of Maximun*)
- calcular el centro de gravedad de la curva $\mu_{cu}(cu)$ (COA, *Center of Area*)

La última de las opciones es la que tiene más información en cuenta. Como observación interesante, hacer notar que en el resultado final sólo influye el área y no la forma de la curva. El centro de gravedad se calcula como:

$$cu^* = \frac{\int_{cu} cu \cdot \mu_{cu}(cu) dcu}{\int_{cu} \mu_{cu}(cu) dcu} \quad [2.102]$$

Una vez obtenido el valor numérico, este puede ser multiplicado por un factor de escala (K_{CU}) antes de ser enviado como acción de control.

Si en el cálculo de la expresión anterior se han escogido como normas-t T_2 (producto) y S_3 (suma acotada), y esta suma nunca excede la unidad, entonces es posible efectuar la siguiente simplificación:

$$\begin{aligned}
 cu^* &= \frac{\int_{CU} cu \cdot \mu_{CU}(cu) \, dcu}{\int_{CU} \mu_{CU}(cu) \, dcu} = \frac{\int_{CU} cu \cdot \sum_{i=1}^r w_i \cdot \mu_{CU_i}(cu) \, dcu}{\int_{CU} \sum_{i=1}^r w_i \cdot \mu_{CU_i}(cu) \, dcu} = \\
 &= \frac{\sum_{i=1}^r w_i \int_{CU} cu \cdot \mu_{CU_i}(cu) \, dcu}{\sum_{i=1}^r w_i \int_{CU} \mu_{CU_i}(cu) \, dcu}
 \end{aligned} \tag{2.103}$$

Y teniendo en cuenta que el centro de gravedad C_i y el área a_i de la función de pertenencia de la conclusión de la regla i -ésima, se puede calcular como:

$$c_i = \frac{\int_{CU} cu \cdot \mu_{CU_i}(cu) \, dcu}{\int_{CU} \mu_{CU_i}(cu) \, dcu} \tag{2.104}$$

$$a_i = \int_{CU} cu \cdot \mu_{CU_i}(cu) \, dcu \tag{2.105}$$

la expresión queda finalmente

$$cu^* = \frac{\sum_{i=1}^r w_i \cdot c_i \cdot a_i}{\sum_{i=1}^r w_i \cdot a_i} \tag{2.106}$$

o bien

$$cu^* = \frac{\sum_{i=1}^r w_i \cdot c_i}{\sum_{i=1}^r w_i} \tag{2.107}$$

Si todas las áreas son iguales, por ejemplo unitarias. De hecho, los centros de gravedad y las áreas de cada conjunto borroso de la variable de salida podrían estar previamente calculados, pudiéndose entonces expresar las reglas de la forma:

$$\text{SI } (E \text{ es } E_i) \text{ Y } (CE \text{ es } CE_i) \text{ ENTONCES } (cu = c_i)$$

Siendo c_i el centro de gravedad del conjunto borroso CU_i . Esto es útil de cara a la eficiencia en el algoritmo de cómputo de la acción de control.

2.4 Sistemas de control basados en la técnica QFT (Quantitative Feedback Theory)

La técnica de control QFT (*Quantitative Feedback Theory*) es relativamente novedosa (Horowitz, 1963), y ha sido ampliamente utilizada en el campo de la aeronáutica donde los problemas de control son especialmente complicados debido a los numerosos factores que intervienen y a lo crítico de su respuesta (Houpis y Pacher, 1997). Es además una técnica que permite controlar sistemas difíciles sobre todo si estos sistemas plantean variabilidad en sus parámetros (Horowitz, 1963).

Sólo se ha encontrado en la literatura que esta técnica de control se haya utilizado en el ámbito agroalimentario en el control de evaporadores (Kundergi y Nataraj, 1994) a pesar de las posibilidades que ofrece. Además Altafini y Furini (1997) plantean un control cercano al QFT, usando la técnica de control robusto, para el control de una planta deshidratadora. Sin embargo es de esperar que en breve el uso de esta técnica se generalice para diversos procesos especialmente para aquellos que ofrezcan una gran incertidumbre o variabilidad en sus parámetros.

2.4.1 Introducción al QFT

Antes de concretar la técnica de control QFT es necesario abordar como se

plantea el problema de un proceso a controlar para que permita definir ciertos conceptos preliminares.

Si se tiene una un proceso o sistema, en el que se tiene la planta, SISO (*Single Input Single Output*), una entrada una salida, que define la dinámica del proceso, implementada en una estructura lineal realimentada de dos grados de libertad. La designación de estructura realimentada de dos grados de libertad indica un sistema donde la señal de referencia $r(t)$ y la salida del sistema $y(t)$, puede ser medida independientemente. (Horowitz, 1991).

Sólo cuando la respuesta de un proceso en lazo abierto no tiene el deseado comportamiento debido a la incertidumbre en los parámetros básicos de la dinámica de planta y/o incertidumbre en la señal de entrada, se debe considerar utilizar un control realimentado ya que si no hubiera incertidumbre es fácil de probar que no es necesario la realimentación incluso si el sistema es inestable (Horowitz, 1976; Yaniv, 1991). El QFT se basa de esta manera en que el sistema necesita la realimentación para su control. El término *Quantitative* es añadido para enfatizar que esta técnica se distingue de la teoría de control realimentación clásica y especialmente de la Teoría de control moderna, en que el punto fundamental a la hora de controlar un sistema es la cantidad de incertidumbre que tiene ese sistema (Horowitz, 1991).

El planteamiento del problema tendrá la forma del siguiente esquema mostrado en la Figura 2.27.

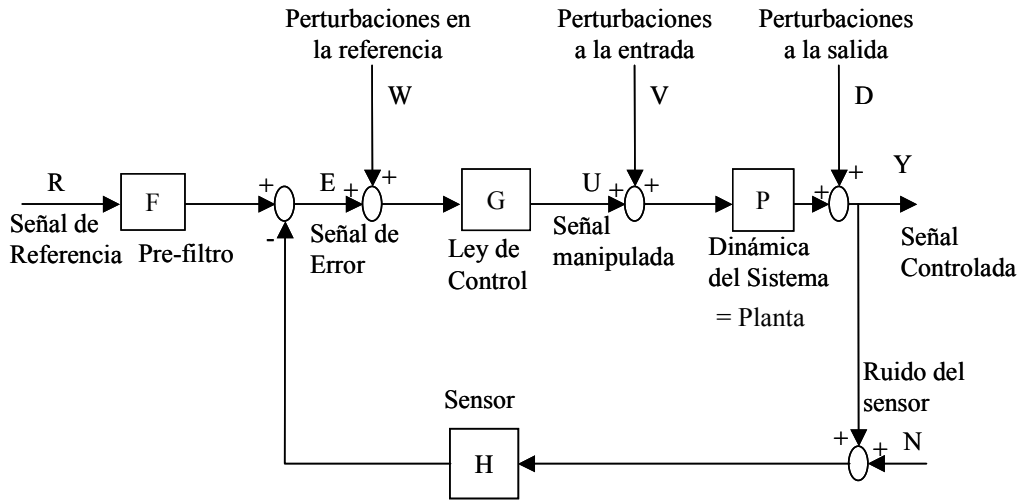


Figura 2.27
Diagrama de bloques de un lazo de control típico.

En la Figura 2.27 cada bloque representa:

- La dinámica del sistema en lazo abierto (P)
- El controlador (G)
- La dinámica del sensor (H)
- El pre-filtro, un segundo controlador que adecua la referencia, (F)

Y cada letra representa una señal:

- La señal de error, (E)
- Todas las perturbaciones y ruidos en el sistema, (W,V,D)

Si todos los bloques son funciones de transferencia se pueden utilizar las propiedades de los diagramas de bloques (Ogata, 1998) para reducir el diagrama de bloques de la Figura 2.27 en:

$$Y = \frac{1}{1 + PGH} D + \frac{P}{1 + PGH} V + \frac{PG}{1 + PGH} (W + FR) - \frac{PGH}{1 + PGH} N \quad [2.108]$$

$$E = -\frac{H}{1+PGH}D + \frac{PH}{1+PGH}V + \frac{PGH}{1+PGH}W + \frac{1}{1+PGH}FR - \frac{H}{1+PGH}N \quad [2.109]$$

$$U = \frac{G}{1+PGH}(W + FR) - \frac{GH}{1+PGH}(N + D + PV) \quad [2.110]$$

En esta estructura, el sistema responde a las señales de control y también puede ser controlada la sensibilidad del sistema respecto a las posibles variaciones de la planta (Horowitz, 1963). La estructura mostrada en la Figura 2.27 es, por supuesto, una de las muchas estructuras canónicas de un sistema realimentado de dos grados de libertad posibles. Partimos de que los parámetros que describen el sistema a controlar no son conocidos exactamente. Sólo los rangos en los que se encuentran esos parámetros son conocidos. Por ejemplo, la función de transferencia de una planta puede ser una función conocida dependiente de dos valores a y b , sin embargo, de estos elementos solo se conoce el rango en que se mueven, $a=\{a1, a2\}$, $b=\{b1, b2\}$.

Estrictamente hablando, las técnicas de diseño de controladores son sólo aplicables a plantas con parámetros fijos, pero es bien conocido que para propósitos ingenieriles, éstas son también aplicables a plantas cuyos parámetros “varíen lentamente”. Es también bien conocido que la realimentación puede ser bastante efectiva incluso para plantas que varíen rápidamente (Horowitz y Sidi, 1972; Horowitz, 1976).

En la técnica de control QFT no se asume que la planta es fija, lineal e invariante en el tiempo, LTI (*Linear Time Invariant*), sin embargo se puede utilizar un sistema LTI de partida y utilizar en el diseño del controlador límites en función de la incertidumbre, no-lineal y variable con el tiempo, de los parámetros de la planta (Horowitz, 1992; Houpis y Pacer, 1997).

Esta incertidumbre puede ser debida tanto al desconocimiento de los valores exactos de los parámetros como a su propia variación dentro del dominio temporal.

El primero de los casos se puede presentar cuando los valores de los parámetros de la función de transferencia que utilizamos para describir el problema son relativamente desconocidos, bien por la imprecisión con los que han sido obtenidos o bien porque son fruto de una simplificación del sistema real. Este es el caso de los sistema no-lineales. Horowitz (1981) soluciona este problema convirtiendo el sistema no-lineal en uno lineal con incertidumbre, de tal manera que la incertidumbre absorbe la variación de los parámetros debida a la no-linealidad de los mismos.

En cuanto a la variación de los parámetros a lo largo del tiempo, la técnica QFT resuelve este problema de la misma manera que las no-linealidades, convirtiendo el sistema en uno invariante en el tiempo con incertidumbre debida a la variación en el tiempo de los parámetros de la planta (Horowitz, 1991).

La sensibilidad de la respuesta del sistema a controlar ante la incertidumbre de los parámetros está caracterizada por la incertidumbre resultante en la respuesta temporal del sistema a una determinada entrada, como la de una entrada de tipo escalón, aunque se puede usar cualquier otra (Houpis *et al*, 1994). El problema que se plantea es garantizar que la respuesta del sistema esté contenida dentro de los límites prescritos. Como se sabe, si la planta es de fase mínima, entonces cualquier especificación puede ser conseguida, no importa lo estrechos que sean los márgenes de tolerancia en los que limitemos la respuesta (Horowitz, 1963).

Esto implica que es fácil *sobrediseñar* el control en caso de sistemas de fase

mínima, y el precio a pagar es un mayor “ancho de banda” en la función de transmisión del lazo, $L(s) = G \cdot P(s)$, la cual abre “una ventana” al ruido en la realimentación, como puede ser el ruido en el sensor, ya que este ruido contribuye a la respuesta del sistema con la función de transferencia $L(s)/(1+L(s))$, ver eq 2.108 (Horowitz, 1963)(Horowitz y Sidi, 1972). Si estamos en un rango de alta frecuencia donde $|L(j\omega)| < 1$, pero $|P(j\omega)| < |L(j\omega)|$, el ruido a la salida en Y es amplificado por $|L(j\omega)/P(j\omega)|$, el cual tiende a ser muy grande en tales sistemas. Por esto el ruido altamente amplificado saturara la salida del controlador U o la entrada de la planta (Horowitz y Sidi, 1972).

La técnica de control QFT aborda el problema anterior manteniendo los límites de respuesta temporal del sistema como inviolables, y a la vez intentado satisfacerlos con unas magnitudes de $L(j\omega)$ que en función de la frecuencia disminuyan tan rápido como sea posible para evitar la influencia del ruido (Horowitz y Sidi, 1972).

Otro enfoque distinto consiste en minimizar una función compuesta tanto por las especificaciones de la respuesta como por los efectos del ruido. Los métodos estadísticos han sido muy útiles para resolver tales funciones, en los casos en que los parámetros de la planta son conocidos exactamente. Sin embargo los intentos para hacer lo mismo con el problema de la incertidumbre del sistema han sido infructuosos (Horowitz y Sidi, 1972).

En general se han establecido una serie de criterios o especificaciones de control que pueden ser tratados con la técnica de control QFT. Estas especificaciones son (Horowitz, 1991, 1992; Borghesani *et al*, 1996; Henderson y Hess, 1997):

- Rechazo de la Perturbación [**D**] a la salida de la planta y rechazo al

ruido [**N**]

$$\bullet \quad \left| \frac{H}{1+PGH} \right| \leq W_{s8} \quad [2.111]$$

- Rechazo de la Perturbación [**V**] (a la entrada de la planta)

$$\bullet \quad \left| \frac{PH}{1+PGH} \right| \leq W_{s9} \quad [2.112]$$

- Ancho de banda del Tracking [**W** + **FR**]

$$\bullet \quad \left| \frac{PG}{1+PGH} \right| \leq W_{s6} \quad [2.113]$$

- Ancho de banda del Tracking [**W** + **FR**] 2 DOF

$$\bullet \quad W_{s7a} \leq \left| \frac{PG}{1+PGH} \right| \leq W_{s7b} \quad [2.114]$$

- Esfuerzo de control [**W** + **FR**]

$$\bullet \quad \left| \frac{G}{1+PGH} \right| \leq W_{s4} \quad [2.115]$$

- Esfuerzo de control [**N** + **D** + **PV**]

$$\bullet \quad \left| \frac{GH}{1+PGH} \right| \leq W_{s5} \quad [2.116]$$

- Reducción de la sensibilidad **S**

$$\bullet \quad \left| \frac{1}{1+PGH} \right| \leq W_{s2} \quad [2.117]$$

Estas especificaciones las trasladaremos al Diagrama de Nichols (NC) teniendo en cuenta la incertidumbre del sistema a la hora de diseñar el controlador. La numeración de las especificaciones se corresponde con la numeración utilizada en el *toolbox* de Matlab.

Los principales pasos en el procedimiento de diseño de un controlador QFT son:

1. Síntesis de los modelos de seguimiento (*Tracking*) y de los modelos de las perturbaciones (*Disturbances*).
2. Establecimiento de las regiones de la planta (*Templates*) y Selección de la planta nominal $P_o(j\omega)$.
3. Especificación de los contornos de estabilidad (*Stability Bound*)
4. Especificación de los contornos óptimos (*Optimal Bounds*)
5. Síntesis del controlador (*Loop-Shaping*) ($G(s)$)
6. Diseño del Pre-Filtro $F(s)$
7. Simulación y validación del controlador.

A continuación se va a detallar el procedimiento

1- Síntesis de los modelos de seguimiento (Tracking) y de los modelos de las perturbaciones (Disturbances).

En un sistema de fase mínima la ganancia de la respuesta en frecuencia $|T(j\omega)|$ especifica completamente la función de transferencia $T(s)$, la cual determina unívocamente la respuesta del sistema ante una entrada escalón $Y(t)$ (Horowitz y Sidi,

1972). Se entiende por la respuesta $T(s)$ a la función de transferencia en lazo cerrado del sistema despreciando la dinámica del sensor.

$$T(s) = F(s) \cdot \frac{G(s) \cdot P(s)}{1 + G(s) \cdot P(s)} \quad [2.118]$$

Por lo tanto, los límites de $\ln|T(j\omega)|$ son tan buenos como aquellos marcados por la ganancia y la fase de $T(j\omega)$ (Horowitz y Sidi, 1972). Sin embargo, una transformación rigurosa de los límites en el dominio del tiempo, en límites de $|T(j\omega)|$, es todavía un problema sin resolver (Horowitz y Sidi, 1972). En la práctica, sin embargo, no es difícil conseguir esa transformación para un determinado problema. Uno puede comenzar, por ejemplo, asumiendo que el sistema es un simple sistema de segundo o tercer orden y encontrar los límites deseados con los parámetros del modelo simplificado que correspondan a los límites de la respuesta temporal requerida (Henderson y Hess, 1997). De los límites del modelo entonces se determinan los límites resultantes en $\ln|T(j\omega)|$. Si se establecen los límites de un determinado sistema mediante el proceso anterior, esto nos lleva a las líneas B_U y B_L de la Figura 2.28, que corresponderán con a la respuesta temporal superior (B_U) y la inferior (B_L).

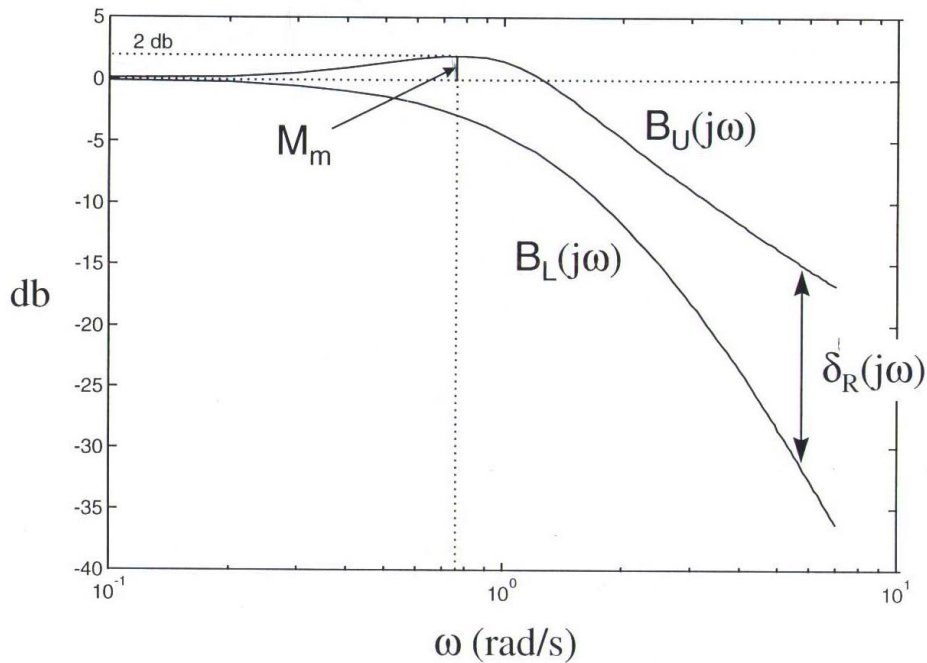


Figura 2.28
Ejemplo del Diagrama de Bode de las especificaciones frecuenciales superiores e inferiores (Horowitz y Sidi, 1972).

Es deseable por supuesto incrementar el *ancho* $\delta_R(j\omega)$ entre líneas B_U y B_L para no sobre diseñar el control, sin embargo no hay ninguna ventaja al hacerlo en puntos aislados. Hay beneficios sólo si el *ancho* $\delta_R(j\omega)$ se incrementa conforme se incrementa la frecuencia, ω (Horowitz y Sidi, 1972). Debido a la incertidumbre de los parámetros de la planta siempre será más rápido estimar líneas B_U y B_L y proceder con el diseño.

2.- Establecimiento de las regiones de la planta (Templates) y Selección de la planta nominal $P_o(j\omega)$.

Este paso establece la representación de la incertidumbre en el NC. Para ello si la incertidumbre es paramétrica, es decir, se refleja en la variación de los parámetros

con los que identificamos el sistema, el proceso a realizar es el que se indica a continuación, utilizando un ejemplo para ilustrar el concepto de incertidumbre paramétrica:

Sea un proceso físico cuyo modelo tiene una incertidumbre paramétrica tal que:

$$P = \left\{ P(s) = \frac{k}{s(s+a)} : k \in [2,7], a \in [1,11] \right\} \quad [2.119]$$

Dentro del intervalo de cada parámetro se establecen varios puntos, que serán diversos valores dentro del rango de cada parámetro, con los que se representa el contorno de la incertidumbre.

Si para cada punto calculado en función de los distintos valores de los parámetros, se representa su valor $P(j\omega)$ en el NC y este proceso se repite a distintas frecuencias se obtiene lo que se llaman *templates*, tal como se muestra en la Figura 2.29.

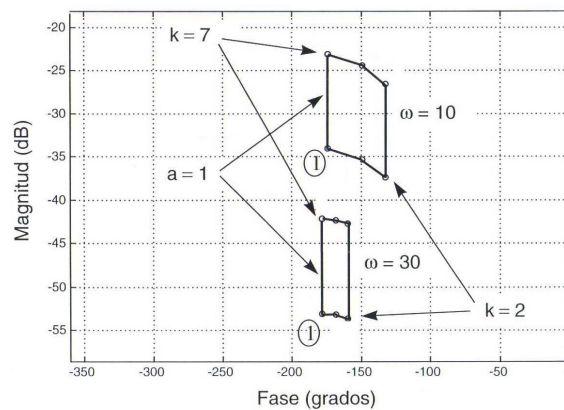


Figura 2.29
Representación de las variaciones de los parámetros y la frecuencia en los Templates.

Una vez realizados los *templates* se debe escoger un planta nominal P_0 que represente al conjunto de plantas de cada *template*. En general se puede elegir

cualquiera pero se recomienda elegir como P_0 el punto inferior izquierdo del *template* representado en NC, debido a criterios de estabilidad (Horowitz y Sidi, 1972).

3.- Especificación de los Contornos de Estabilidad (Stability Bound)

Los criterios habituales de estabilidad en el dominio frecuencial que se establecen a partir del Criterio de estabilidad de Nyquist, que en el NC está relacionado con que $L(j\omega)$ no cruce la línea de fase de -180° de NC cuando $\ln|L(j\omega)| > 0$ (García-Sanz, 1999), responde a dos magnitudes concretas, el Margen de Fase (MF) y el Margen de Ganancia (MG), (Figura 2.30).

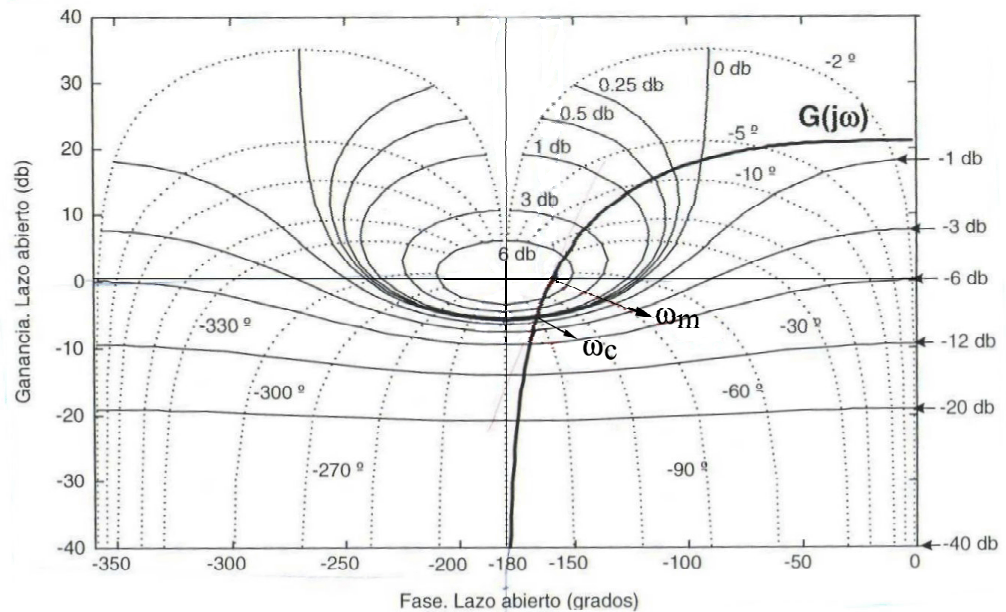


Figura 2.30
Diagrama de Nichols representando un sistema y las frecuencias que nos indican el MF(ω_m) y MG (ω_c).

Otro criterio de estabilidad es utilizar la *Magnitud del pico de resonancia* M_{pw} , que se define como la máxima magnitud de la respuesta en frecuencia en lazo cerrado

(Ogata, 1998). Esta magnitud está relacionada en el dominio temporal con t_s (Tiempo de subida) y con ζ (Amortiguamiento), de tal manera que estableciendo un máximo de M_{pw} , se puede controlar a su vez los otros dos factores (Ogata, 1998).

Biersen (1988) establece que para tener estabilidad relativa aceptable ha de verificarse que M_{pw} :

$$M_{pw} = \max |L(j\omega)| \leq 2,28 \text{ db como criterio general de diseño}$$

$$M_{pw} = \max |L(j\omega)| \leq 3,52 \text{ db como criterio práctico de diseño}$$

que en términos de MF y MG:

$$MF \geq 45^\circ$$

$$MG \geq 5 \text{ db}$$

Esta especificación se traduce en el NC en que $L(j\omega)$ no debe introducirse en el círculo definido por M_{pw} db del NC.

Para introducir la variación de los parámetros en este criterio, partimos de que cualquier función racional se transforma en:

$$P(s) = \lim_{s \rightarrow \infty} K \frac{\prod_{i=1}^m (s + z_i)}{\prod_{i=1}^n (s + p_i)} = \frac{K}{s^{n-m}} \quad [2.120]$$

Por ello la posible variación en módulo a alta frecuencia se traduce solo en la variación de la ganancia (Figura 2.31).

$$\Delta Lm P = lm K_{MAX} - lm K_{MIN} = V \text{ db donde } lm = 20 \log_{10}() \quad [2.121]$$

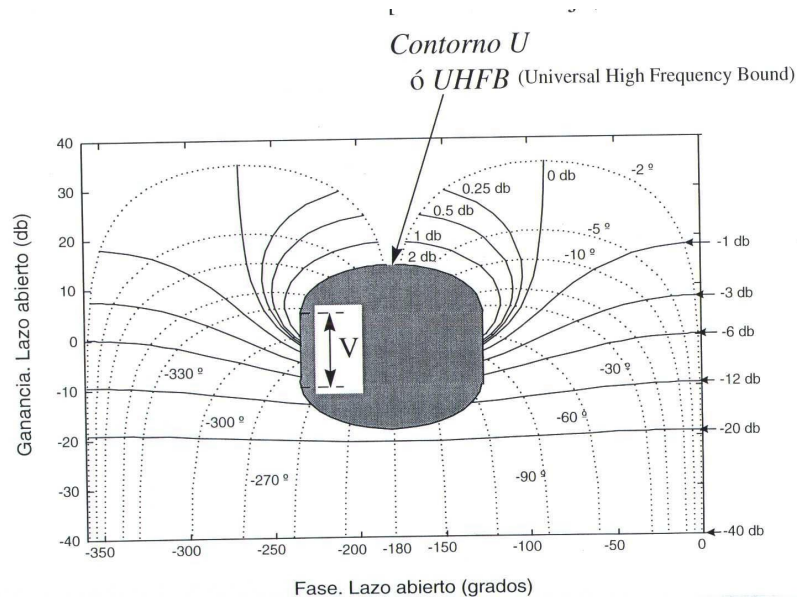


Figura 2.31
Gráfico de la especificación de Estabilidad Robusta.

4.- Especificación de los contornos óptimos (Optimal Bounds).

Además de la especificación de estabilidad, y siguiendo con las especificaciones, se pueden encontrar las siguientes:

- Contornos de seguimiento a la referencia (*Tracking Bounds*) $B_R(j\omega)$. Son los contornos que $L(j\omega)$ deberá respetar para asegurar el seguimiento a la referencia.
- Contornos de rechazo a las perturbaciones (*Disturbance Bounds*) $B_D(j\omega)$. Son los contornos que $L(j\omega)$ deberá respetar para asegurar el rechazo a las perturbaciones más desfavorables (α_p).

En todos los casos, las especificaciones han de ser trasladadas al dominio de la frecuencia y representadas en el NC.

En el caso de los *Tracking Bounds* como estamos hablando de especificaciones

en lazo cerrado, lo que queremos es:

$\Delta Lm Y \leq \delta_r(j\omega)$ y esto se puede desarrollar:

$$\Delta Lm Y = Lm Y_{MAX} - Lm Y_{MIN} = Lm T_{MAX} - Lm T_{MIN} = \text{círculos } (M_{MAX}-M_{MIN}) \text{ del NC}$$

Ya que:

$$\Delta Lm Y = \Delta Lm T = \Delta Lm \frac{L}{1+L} \quad [2.122]$$

Sabiendo que $Lm L = Lm G + Lm P$ lo que hace que $P(j\omega)$ pueda ser trasladado pero no girado en el NC.

Lo que implica que lo que tiene que cumplir $L(j\omega)$ también lo deben hacer los puntos extremos de $P(j\omega)$, cumpliendo además las especificaciones $(M_{MAX}-M_{MIN})$ en NC. Para ello, para cada frecuencia $P(j\omega_i)$ se elige una línea de fase constante donde colocaremos el *template* de $P(j\omega_i)$ que iremos desplazando arriba o abajo hasta que la diferencia entre sus extremos cumpla las especificaciones, ya que de esta manera, el controlador desplazará la ganancia al máximo si colocamos a $L(j\omega_i)$ en ese punto, marcando el punto de $P_o(j\omega_i)$. Repetiremos el proceso para diferentes ángulos de fase con lo que obtendremos la línea que especifica $B_R(j\omega_i)$, ver Figura 2.32. Éste proceso lo repetiremos para diversas frecuencias.

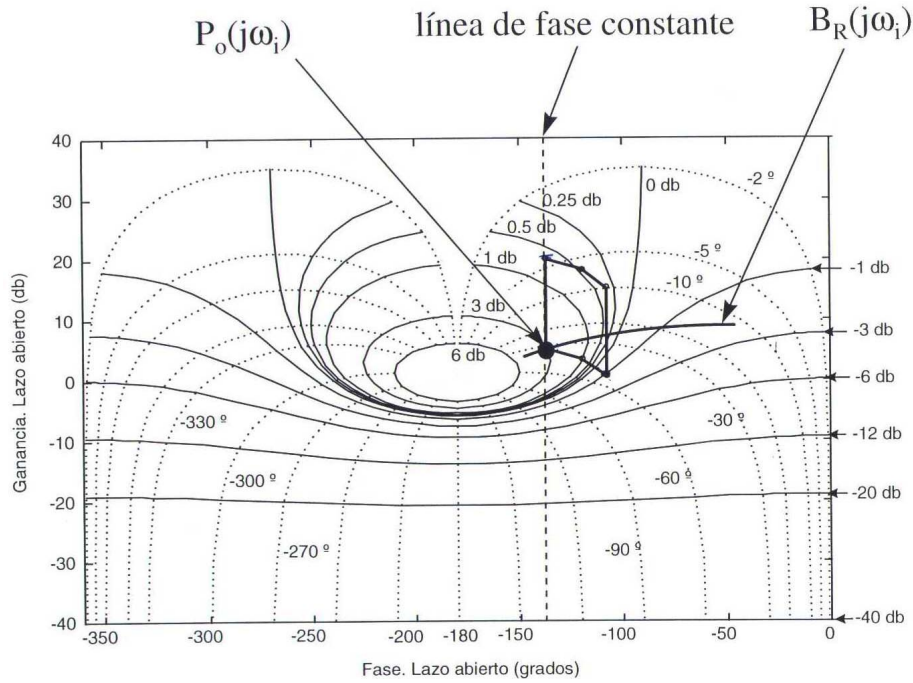


Figura 2.32
Representación de la Especificaciones de Seguimiento a la referencia
(Tracking Bounds).

En el caso de los *Disturbance Bounds* $B_D(j\omega)$ el procedimiento es similar excepto que la función de transferencia de la perturbación es:

$$\frac{Y(s)}{D(s)} \equiv T_D(s) = \frac{1}{1 + L(s)}, \text{ haciendo } L(s) = \frac{1}{b(s)} \text{ se obtiene la forma de utilizar el}$$

NC:

$$T_D(s) = \frac{b(s)}{1 + b(s)} \quad [2.123]$$

Para conseguir el *bound* en vez de trabajar con $P(j\omega)$, la utilización de $1/L(j\omega)$ obliga a girar el NC 180° y se sigue el mismo procedimiento que con el *tracking bound*, ver Figura 2.33.

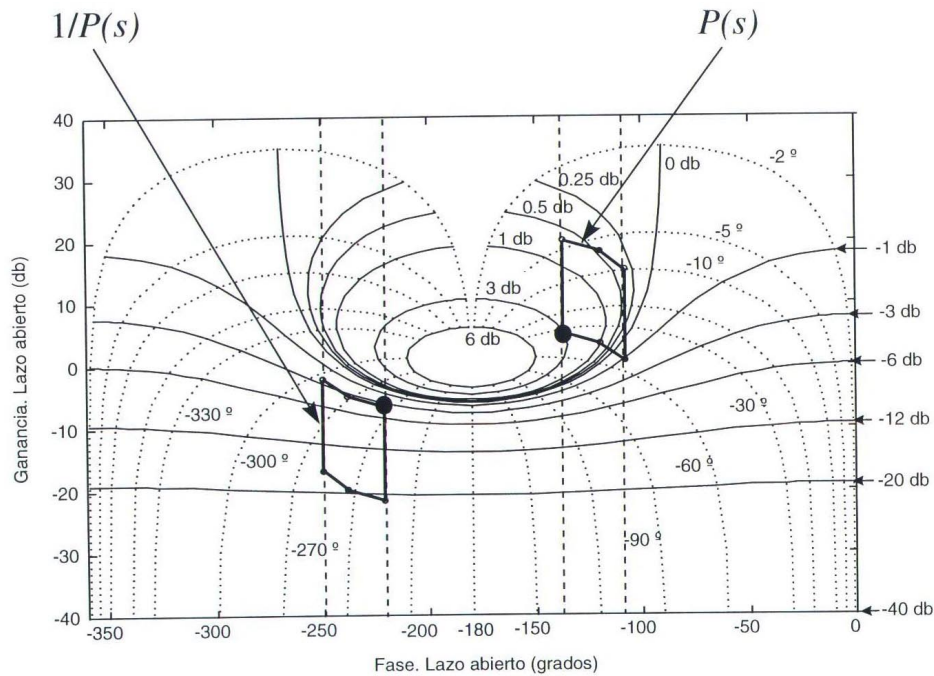


Figura 2.33
Representación de las Especificación de Rechazo a las perturbaciones
(Disturbance Bounds).

5.- Síntesis del controlador (Loop-Shaping) ($G(s)$)

Una vez obtenidos los *bounds* de todas las especificaciones que se vayan a usar, se trata de conseguir un controlador $G(s)$ que permita a la función $L(s)=G(s) P(s)$ cumplir con todas las especificaciones definidas en los contornos.

El diseño del controlador se realiza sobre el NC siguiendo el criterio de que un diseño óptimo de $L_o(j\omega)$ requiere que cada $L_o(j\omega_i)$ esté en el contorno correspondiente. En la práctica se toma lo más cerca posible del contorno más restrictivo pero por encima para mantener el *ancho de banda* mínimo (Garcia-Sanz, 1997), ver Figura 2.34.

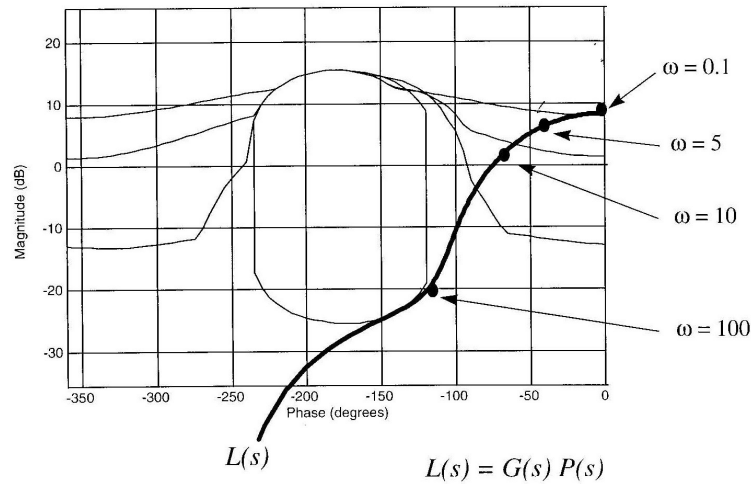


Figura 2.34
Diseño del controlador QFT (Loop-shaping).

6.- Diseño del Pre-Filtro $F(s)$.

El pre-filtro $F(s)$ posiciona a $T(j\omega)$ dentro de las bandas especificadas de líneas B_u y B_l . En realidad, se trata de adecuar la referencia, ya que aunque cumpla las especificaciones $T(j\omega)$ puede estar en otra región. Por ello, es necesario mover $T(j\omega)$ hacia arriba/abajo multiplicando por $F(s)$.

7.- Simulación y validación del controlador.

Como en todo los casos, el diseño de un sistema de control no se termina hasta que este controlador es probado en las situaciones que va a ser utilizado, bien mediante simulación de las condiciones reales o bien mediante su instalación en equipos reales.

Capítulo 3

OBJETIVOS Y PLAN DE TRABAJO

3 Objetivos y Plan de trabajo.

3.1 Objetivos

El principal objetivo de esta tesis es el desarrollo de unos modelos matemáticos que predigan de forma correcta el comportamiento de unas instalaciones frigoríficas que dan servicio a los congeladores y cámaras de conservación de congelados de una fábrica de alimentos congelados. Estos modelos deben servir a su vez de base para el desarrollo de un sistema de control que mejore el funcionamiento de dichas instalaciones según criterios establecidos.

En este marco, y concretando un poco más, los objetivos marcados son los siguientes:

1.- Estudio de las diferentes instalaciones frigoríficas y congeladores para plantear los balances de materia y energía asociados a éstos.

2.- Desarrollo de los diferentes modelos matemáticos que reproducen el comportamiento de los diferentes equipos e instalaciones frigoríficas de una fábrica de congelados de forma que permita la simulación más aproximada a los datos experimentales.

3.- Integración de los diversos modelos en una herramienta informática que englobe los diferentes procesos y equipos de toda la fábrica de alimentos congelados y se disponga así de una herramienta útil para la optimización del diseño de los procesos y el desarrollo de nuevos sistemas de control.

4.- Desarrollo de modelos matemáticos lineales que manteniendo la suficiente fidelidad a los datos experimentales permiten obtener la función de transferencia de los sistemas.

5.- Desarrollo, implementación y análisis de un sistema de control avanzado que mejore los sistemas de control tradicionales según criterios de costes y energéticos.

3.2 Plan de trabajo

Para la consecución de los objetivos propuestos en esta Tesis Doctoral, se ha establecido el siguiente plan de trabajo:

1.- Revisión bibliográfica de todos los aspectos a considerar en el planteamiento, resolución, y validación experimental del modelo de simulación dinámica de las instalaciones frigoríficas de una fábrica de alimentos congelados.

2.- Planteamiento de los modelos matemáticos y determinación de los parámetros asociados.

3.- Planteamiento del algoritmo de resolución de los modelos matemáticos en C++.

4.- Validación de los modelos matemáticos a nivel industrial.

5.- Construcción de una herramienta informática que permita el análisis del funcionamiento global de la fábrica de alimentos congelados en distintas condiciones de trabajo.

6.- Construcción de los modelos lineales correspondientes y su validación para ser utilizados en el control.

7.- Desarrollo y análisis un sistema de control avanzado de los equipos e instalaciones frigoríficas de una fábrica de congelados.

Capítulo 4

MATERIAL Y MÉTODOS

4 Material y Métodos.

4.1 Material e instrumentación

Equipo de captación y registro de datos.

Se ha utilizado un equipo Desin Instruments, mod. PCA-90710, con dos módulos de entrada analógicos, gobernados por un microprocesador capaz de adquirir, procesar y enviar las señales que llegan a los veinte canales totales de que dispone.

Cada canal analógico es una entrada diferencial, sin elementos de conmutación, protegido frente a perturbaciones o ruido eléctrico exterior (de magnitud no superior a 5 V) del 100%.

La conexión de este módulo con la central de medidas se realiza en bucle de corriente, y la comunicación se establece a 2400 baudios, lo que garantiza la inmunidad frente al ruido eléctrico, así como una buena fiabilidad en la información transmitida.

Las señales analógicas recibidas pueden ser de los tipos:

- Voltaje:
 - De 0 a 100 mV c.c.
 - De 0 a 1 V c.c. (termopares)
- Intensidad:
 - De 0 a 20 mA c.c.
 - De 4 a 20 mA c.c.
- Resistencia: · Para sondas Pt-100.

Las características de este equipo son las siguientes:

Características del módulo.

- CPU: 6809 Motorola.
- ROM: 32 kb
- Convertidor A/D: 8+/- 20000 puntos.
- Alimentación: 12 V +/- 10%.

Descripción de la interface.

- Tipo de interface: Bucle de corriente pasivo (4 hilos).
- Velocidad de transmisión: 2400 baudios.
- Paridad: Par.
- Longitud de palabra: 7 bits.
- Número de stop: 2 bits.

Características de la comunicación.

El equipo puede suministrar al sistema informático magnitudes sin corregir de cualquier canal, o bien magnitudes corregidas según distintos modos, ajustables al tipo de sensor utilizado.

En este caso se ha utilizado el Modo “#”, que permite recibir la información de las sondas en décimas de la unidad utilizada.

Sondas.

- Temperatura:
Sondas Pt-100 de ambiente y superficie.
- Flujo de calor:

Sonda de flujo térmico: ALMEMO

Software utilizado.

- PROASIS-DATA de la compañía Desin Instruments S.A., capaz de recibir, presentar en pantalla y almacenar en disco, las lecturas suministradas por el equipo de captación de datos con el intervalo de tiempo deseado mayor de un segundo. El programa ha permitido también la calibración de todas las sondas previamente a su utilización.

- Borland C++ v. 4.5 para la implementación del algoritmo de simulación.

- Borland Builder 1.0 para el desarrollo de la herramienta CIMFROZEN

- Microsoft Excel 2000 para la representación gráfica de todos los datos tanto procedentes del equipo de captación de datos, como los de la simulación.

- MATLAB 5.0 para el desarrollo tanto de los modelos lineales como para la construcción y análisis de los sistemas de control

Instalaciones frigoríficas a nivel industrial

Las instalaciones frigoríficas modelizadas tenían su ubicación en la empresa Bounduelle España, S.A. de Navarra de fabricación de alimentos congelados. Todas las instalaciones frigoríficas utilizaban como refrigerante R717 (Amoníaco). Se disponía de tres túneles de congelación y dos cámaras de conservación de congelados y tres salas de máquinas, cuya descripción se realiza a continuación.

TUNEL FloFREEZE Modelo 6MA

Túnel de congelación de lecho fluidizado con una capacidad nominal de 3.150 kg/h de judías verdes con una temperatura de entrada de +15°C.

Las necesidades de refrigeración según la carga nominal arriba mencionada eran de 385 kW (330.000 kcal/h) con una temperatura de evaporación de -40°C.

Las necesidades de refrigeración sin contar el producto congelado eran de 79kW (70.000 kcal/h).

Consumo eléctrico normal: 68 kW

Máxima potencia requerida: 75 kVA.

Dimensiones: 5.450 x 2.450 x 2.480 mm

Peso : 9.000 kg

TUNEL FloFREEZE Modelo 26ADF

Túnel de congelación de lecho fluidizado de una capacidad nominal de 4.500 kg/h de judías verdes con una temperatura de entrada del producto de +20°C y una temperatura de salida -18°C.

Las necesidades de refrigeración según la carga nominal arriba mencionada son de 545 kW (470.000 kcal/h) con una temperatura de evaporación de -37°C.

Las necesidades de refrigeración sin contar el producto congelado son de 90kW (75.000 kcal/h).

Consumo eléctrico Normal: 75 kW

Máxima potencia requerida: 93 kVA.

Dimensiones: 8.100 x 5.250 x 4.500 mm

TUNEL Modelo MATA

Túnel de congelación de cinta en espiral de una capacidad nominal de 6.500 kg/h de judías verdes con una temperatura de entrada de +15°C y una temperatura de salida -18°C.

Las necesidades de refrigeración según la carga nominal arriba mencionada son de 638 kW (550.000 kcal/h) con una temperatura de evaporación de -40°C.

Consumo eléctrico Normal: 78 kW

Superficie del evaporador: 4.500 m².

Superficie útil de la banda: 274 m².

Velocidad de la cinta: 2,85 a 14 m/min.

Dimensiones: 5.450 x 2.450 x 2.480 mm

Peso : 9.000 kg

SALA DE MAQUINAS RV3 (SM-RV3)

-Características:

Esta sala de máquinas contenía dos compresores tipo Howden que realizaban la doble compresión dentro del propio compresor. Los compresores descargaban conjuntamente en dos condensadores evaporativos, que a su vez alimentaban conjuntamente un recipiente de líquido, del cual aspiraba el subenfriador, y a partir

del cual estaba el separador de baja. No tenían variador de velocidad. El arranque de los compresores se realizaba manualmente porque el sistema automático arrancaba los dos a la vez provocando un gran pico de consumo. Esto es también válido para la sala RV2.

-Datos:

Compresor1

Modelo: Compresor de tornillo Howden 255/1.65

Tª de aspiración: -46 °C

Tª de descarga: +22°C

Potencia frigorífica: 462.8 kW a -40°/+35°C

Potencia eléctrica: 397.5 kW

Compresor2

Modelo: Compresor de tornillo Howden 255/1.1

Tª de aspiración: -41 °C

Tª de descarga: +20.9°C

Potencia frigorífica: 308.1 kW a -40°/+35°C

Potencia eléctrica: 257.6 kW

Subenfriador: 1.000x2.500 mm

Condensador evaporativo1

Marca: Baltimore Air Coil

Modelo: VXC-265

Pot. calorífica nominal: 1.206 kW

Tª bulbo húmedo: + 24°C
Tª condensación: +35°C
Nº motores ventiladores: 1
Pot. motor ventilador: 15 kW
Pot. motor bomba: 4 kW
Dimensiones (L, A, H): 5,89 x 2,13 x 2,98 m
Peso en servicio: 6.860 kg

Condensador evaporativo2

Marca: Baltimore Air Coil
Modelo:VXC-166
Pot. calorífica nominal: 668 kW
Tª bulbo húmedo: + 24°C
Tª condensación: +35°C
Nº motores ventiladores: 1
Pot. motor ventilador: 7,5 kW
Pot. motor bomba: 1,5 kW
Dimensiones (L, A, H): 4,1 x 1,71 x 2,64 m
Peso en servicio: 3.810 kg

Separador de baja

Capacidad: 123 litros
Temperatura de trabajo: -15°C

Bombas de Amoniaco

De tipo centrífuga

Potencia: 3kW

Sistema de control de la potencia frigorífica de los compresores:

Se regulaba automáticamente la posición de la válvula corredera del compresor de tornillo según la presión de aspiración.

Separador de baja:

Este separador trabajaba principalmente con el túnel 6MA. Además, podía suministrar líquido frigorígeno al túnel 26ADF, a los congeladores de placas de la fábrica y a las cámaras de conservación de congelados.

SALA DE MAQUINAS RV2 (SM-RV2)

-Características:

Esta sala estaba compuesta por dos de compresores de tornillo trabajando en paralelo de la misma forma que la SM-RV3. Los compresores no tenían variador de velocidad.

Compresor1

Marca: Compresor de tornillo HOWDEN WRV-255/11.050

T° de aspiración: -40 °C

T° de descarga: +35 °C

Potencia frigorífica: 308.1 a -40/+35°C

Potencia motor eléctrico: 250.2 kW

Compresor2

Marca: Compresor de tornillo HOWDEN WRV-255/11.050

Tº de aspiración: -40 °C

Tº de descarga: +35 °C

Potencia frigorífica: 308.1 a -40/+35°C

Potencia motor eléctrico: 250.2 kW

Separador de baja

Marca: R.V.

Tipo: 10 – Horizontal

Tamaño: 1.400x4.500 mm

Condensador evaporativo

Marca: Baltimore Air Coil

Modelo: VXC-N400

Tª bulbo húmedo: 22°C

Tª condensación: 35°C

Capacidad de condensación: 1723 kW

Aportación de agua: 5.000 l/h

Potencia Ventilador: 22 kW

Potencia motobomba: 4 kW

Bomba de amoníaco

Marca: UIT

Tipo: Centrífuga

Modelo: Gp – 52

Caudal: 15.000 l/h

Altura manométrica: 26 m

Separador de baja:

Trabajaba principalmente con el túnel 26ADF y, aunque no es normal, podía suministrar fluido frigorígeno al congelador MATAL.

SALA DE MAQUINAS –SULZER (SM-SULZER)

-Características:

Esta sala estaba compuesta de dos compresores alternativos trabajando en alta presión, más un compresor alternativo de repuesto, y un compresor de tornillo en baja presión. Debido a esta configuración, se necesita un separador intermedio que estaba en la misma sala.

-Datos:

Compresor 1 y 2

Marca: Sulzer

Tipo: Alternativo

Modelo: 8VV 110

Potencia frigorífica unitaria: 331.4 kW a –6/+35°C

Potencia absorbida unitaria: 90 kW

Velocidad: 1.450 r.p.m.

Compresor 3

Marca: Sulzer

Tipo: Alternativo

Modelo: 8VV 110

Potencia frigorífica: 116.3 kW a $-33/-6^{\circ}\text{C}$

Potencia absorbida: 27 kW

Velocidad: 1.450 r.p.m.

Compresor de tornillo

Marca: Sulzer

Modelo: KS 2500L

Potencia frigorífica: 380.2 kW a $-43/-6^{\circ}\text{C}$

Potencia absorbida: 124 kW

Velocidad: 2.950 r.p.m.

Recipiente de liquido

Nº de recipientes: 1

Tipo: horizontal

Volumen total: 1.000 litros

Contenido máximo: 800 litros

Diámetro: 500 mm

Longitud: 5.314 mm

Separador de líquido, que trabaja a presión intermedia

Tipo: Vertical

Volumen total: 1.600 litros

Contenido máximo: 650 litros

Diámetro: 850 mm

Longitud: 2.700 mm

Separador de baja presión, de alimentación del túnel de congelación

Nº de recipientes: 1

Tipo: horizontal

Volumen total. 2,5 m³

Contenido máximo: 1,25 m³

Diámetro: 1.000 mm

Longitud: 3.500 mm

Condensador evaporativo

Marca: Baltimore Air Coil

Modelo: VXC-265

Pot. calorífica nominal: 1.206 kW

Tª bulbo húmedo: + 24°C

Tª condensación: +35°C

Nº motores ventiladores: 1

Pot. motor ventilador: 15 kW

Pot. motor bomba: 4 kW

Dimensiones (L, A, H): 5,89 x 2,13 x 2,98 m

Peso en servicio: 6.860 Kg

Bombas de amoniaco

Nº de bombas: 3(una de reserva)

Marca: UIT

Tipo (para túnel y reserva): Gp 51

Tipo (para Cámaras): Gp 42

Caudal unitario: 6.540 y 2.000 l/h

Altura manométrica: 30 y 26 m

Velocidad: 1.450 r.p.m.

Potencia del motor: 3 y 1,1 kW

Separador de baja:

Trabajaba principalmente con el túnel 6MA. Aunque no es normal, podía suministrar al túnel 26ADF o a las cámaras de conservación de congelados. El separador enfriador intermedio se utilizaba para proporcionar agua glicolada fría a los enfriadores de aire de las zonas climatizadas.

Sistema de Control:

El sistema de control de los compresores estaba dividido a su vez en dos subsistemas. Por un lado se controlaba el compresor de tornillo, que trabajaba en baja presión y, por otro lado, los dos compresores alternativos, que trabajaban en alta presión..

El control sobre el compresor de tornillo se componía de un autómata que

según la señal del presostato del separador de baja (-43°C) activa cada 10 s un impulso de 2 s al actuador de la válvula corredera de regulación de capacidad del compresor.

El sistema de control de los dos compresores alternativos estaba resuelto con otro autómata, con un funcionamiento relativamente simple. El controlador iba aumentando el número de cilindros en carga, primero de un compresor y después del otro compresor. La señal de actuación venía dada por un presostato ubicado en el enfriador intermedio que trabaja a -6°C. La señal debía ser estable durante 19 s para aumentar una etapa de potencia frigorífica del compresor.

El sistema para disminuir la potencia frigorífica en los dos compresores era el mismo.

SALA DE MAQUINAS RVI (SM-RVI)

-Características:

Esta sala estaba compuesta por seis compresores alternativos de forma que trabajaban dos en alta presión, tres en baja presión y uno quedaba libre para trabajar en alta o en baja presión.

-Datos:

Compresores de baja

Modelo: N8A

T^a de aspiración: -35 °C

T^a de descarga: -13°C

Potencia frigorífica: 61.4 kW a -40°/-14°C

Compresores de alta

Modelo: N8A

Tª de aspiración: -13 °C

Tª de descarga: +28°C

Potencia frigorífica: 331.4 kW a -14°/+37°C

Separador de baja presión que alimenta a las cámaras de conservación de congelados

Nº de recipientes: 1

Tipo: horizontal

Volumen total: 750 litros

Contenido máximo: 380 litros

Diámetro: 600 mm

Longitud: 3.280 mm

Separador de presión intermedia de inyección parcial

Diámetro: 750 mm.

Longitud: 1540 mm

Condensador multitubular horizontal

Modelo: CDA UA-18-400

Sistema de control

Se controlaba, por una parte, los compresores de alta presión y, por otra, los compresores de baja presión. La referencia de estos controles es la presión del separador intermedio y del separador de baja, respectivamente. El sistema de control es del tipo Proporcional Integral (PI), ya que si existe una diferencia en la presión de aspiración los compresores responden con un incremento o decremento en la potencia frigorífica desarrollada. Como la acción de control es del tipo incremental, si se integra esta función de control, la acción de control responde ante la integral del error.

4.2 Desarrollo de los modelos matemáticos no lineales.

Los modelos desarrollados se han validado con la información técnica que se disponía de estos equipos frigoríficos industriales y mediante datos experimentales. Como la información técnica es muy limitada, se ha optado por modelizar los componentes principales de los sistemas frigoríficos como si fueran de “una sola zona” (Cleland, 1990), alrededor de los cuales se han realizado los balances de materia y energía necesarios para la obtención del comportamiento dinámico global del sistema frigorífico.

En este tipo de modelos se asume que los cambios en los caudales de masa son pequeños, como las oscilaciones del sistema de control cuando la instalación está funcionando a régimen, y que sus transitorios son lo suficientemente rápidos (como los cambios en la capacidad de los compresores) como para no afectar a la validez del

sistema (Marshall y James, 1975; Cleland, 1990). Esto implica que los términos de acumulación de materia son cero, y que se tiene régimen estacionario.

Una de las ventajas de este tipo de modelos es la rapidez de cálculo del conjunto de ecuaciones diferenciales y algebraicas que se obtiene, así como un requerimiento de parámetros de diseño de los equipos bastante reducido (que normalmente es posible obtener de cualquier empresa fabricante de componentes del sistema frigorífico).

Otro aspecto importante es que el conjunto de ecuaciones diferenciales obtenidas tiene una estructura similar a las ecuaciones de *variables de estado* (Dorf y Bishop, 1998), que permitirán a estas ecuaciones, una vez linealizadas, la formación de las funciones de transferencia utilizadas en las técnicas de control.

Otra ventaja importante del análisis de sistemas en estas condiciones es que estas ecuaciones permiten su utilización en el diseño de sistemas de control, como el desarrollado por Garcia-Sanz (1997) a partir de un modelo térmico de un edificio que utilizaba un reducido número de ecuaciones.

4.2.1 Modelización de los componentes principales de las instalaciones frigoríficas.

Primero, se va a proceder a modelizar uno a uno los componentes principales de cada instalación frigorífica, para describir después cada instalación frigorífica en conjunto. En todos los casos, los balances de materia y energía se han resultado considerando que se trabajaba con amoníaco (R717), y obteniendo los valores de las diversas entalpías mediante las fórmulas desarrolladas por Cleland (1986)

4.2.1.1 Compresores

Aunque tal como se ha visto en la bibliografía comentada en los antecedentes existen diversos modelos que describen el comportamiento dinámico tanto de los compresores alternativos como los de tornillo, el modelo de los compresores se ha desarrollado suponiendo que funcionaban en estado estacionario, una vez sobrepasado el breve espacio de tiempo de puesta en marcha. Se ha despreciado este breve periodo de puesta en marcha y despreciando también los transitorios del cambio de regulación de potencia frigorífica de los compresores. En definitiva, el modelo del compresor pertenece a la categoría de modelos en los que, al pretender realizar la simulación del equipo frigorífico completo, su elevada velocidad de actuación comparada con la del resto de elementos del sistema permite utilizar un modelo de comportamiento en estado estacionario (Cleland, 1990; Wang, 1991).

Esto permite la modelización con el uso de pocos parámetros, que se pueden obtener con relativa facilidad.

La ecuación base de la que se parte depende principalmente de la relación entre la potencia frigorífica desarrollada por los compresores y la relación de compresión (que depende, a su vez, de las condiciones de presión de aspiración y de descarga). Esta relación puede deducirse con relativa facilidad de los datos técnicos normalmente suministrado por los fabricantes de compresores (como los de la Figura 4.1). El fabricante suministra la potencia frigorífica desarrollada a diversas temperaturas de evaporación y condensación, que a su vez pueden relacionarse con la presión de aspiración y descarga. Lo fundamental de estos datos es que proporciona también la variación del rendimiento volumétrico del compresor en función de las variaciones de presión de aspiración y de descarga.

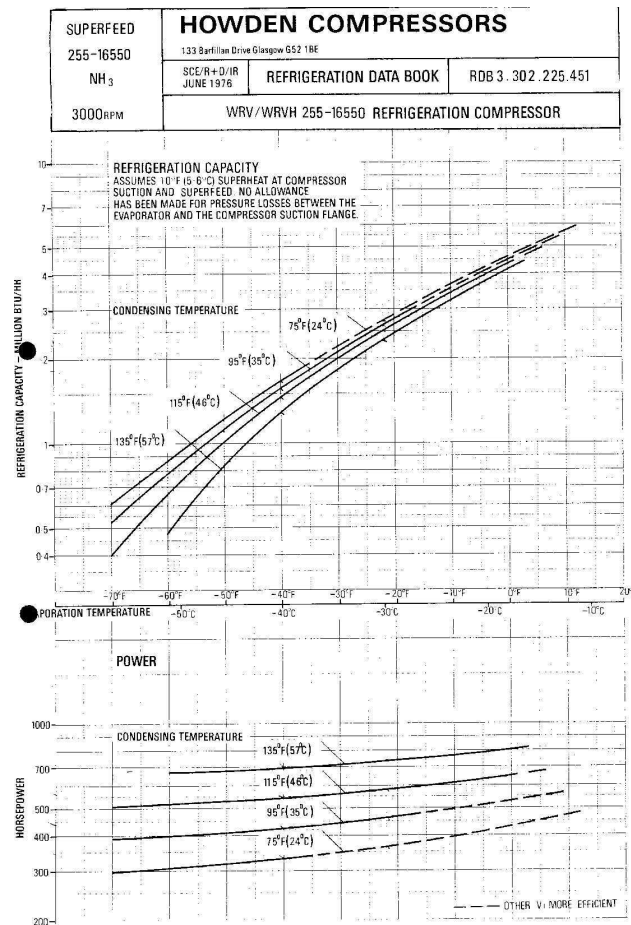


Figura 4. 1
Hoja de características del compresor HOWDEN 255-16550.

De esta forma se va a poder modelizar la potencia frigorífica desarrollada en función de la temperatura de evaporación y de condensación. Como se ve en la Figura 4.2, la forma de la superficie que forma la relación entre la potencia frigorífica del compresor, y las temperaturas de evaporación y condensación se asemeja a un plano que podrá ser modelizado por la ecuación:

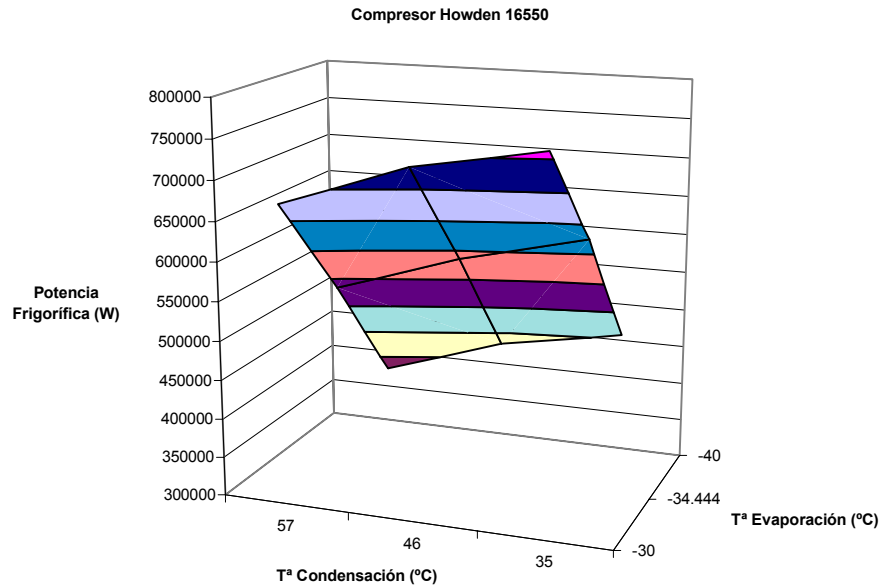


Figura 4. 2
Grafico de la potencia frigorífica de un compresor en función de la temperatura de evaporación y de condensación.

$$Pot\ Frigorífica = a_1 \cdot T_c + a_2 \cdot T_e + a_3 \quad [4.1]$$

Esta forma lineal va a permitir el uso de esta ecuación en el desarrollo posterior del modelo lineal al estar ya linealizada.

También, se puede escribir que la potencia frigorífica desarrollada por una instalación frigorífica es:

$$Potencia\ Frigorífica = \dot{m} \cdot (h_{sv} - h_{ev}), \text{ luego } \dot{m} = \frac{Potencia\ Frigorífica}{(h_{sv} - h_{ev})} \quad [4.2]$$

donde:

\dot{m} = caudal másico de refrigerante que circula por el evaporador (kg/s).

h_{sv} = entalpía del refrigerante a la salida del evaporador (kJ/kg).

h_{ev} = Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador.

Esta ecuación puede ser completada añadiéndole un término que representa la regulación de potencia del compresor (X , en tanto por uno).

$$\dot{m} = \frac{\text{Potencia Frigorífica} \cdot X}{(h_{sv} - h_{ev})} \quad [4.3]$$

En cuanto a la potencia eléctrica absorbida por los compresores, los datos que suministran los fabricantes de compresores relacionan el consumo eléctrico al 100% de la capacidad frigorífica del compresor. Las ecuaciones que se obtienen tienen la misma forma que en el caso de la potencia frigorífica desarrollada por los compresores.

$$\text{Pot Eléctrica absorbida} = a_1 \cdot T_c + a_2 \cdot T_e + a_3 \quad [4.4]$$

A partir de unas relaciones que se pueden encontrar en la bibliografía (López, 1988), y que relacionan la fracción de potencia de la capacidad frigorífica y la potencia eléctrica consumida por el motor de accionamiento, tal como se muestra en la Figura 4.3, se podrá modelizar el consumo eléctrico en cualquier condición de funcionamiento.

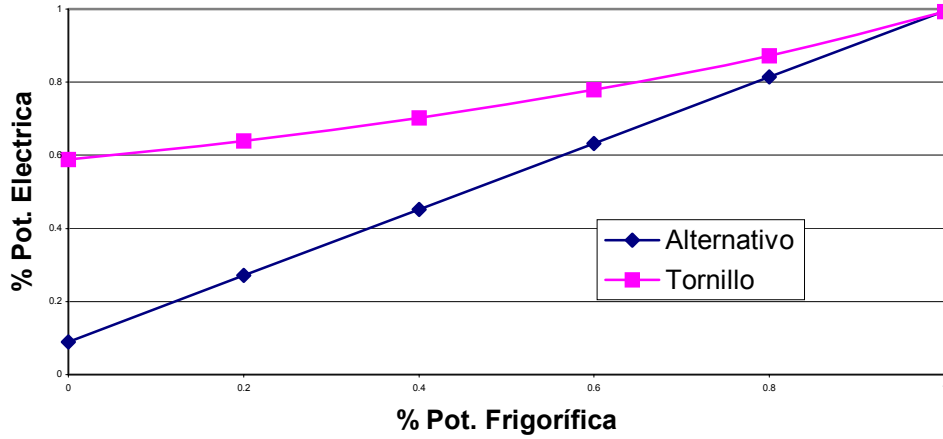


Figura 4. 3
Fracción de potencia eléctrica consumida en función de la regulación de potencia frigorífica del compresor.

4.2.1.2 Condensadores

En la modelización de los diferentes tipos de condensadores analizados también se ha optado por un modelo de una sola zona que engloba los tres procesos que sufre el refrigerante: enfriamiento, condensación y subenfriamiento (Cleland,1990; López y Lacarra, 1999). Un único balance de energía alrededor del condensador proporciona, por tanto, la ecuación matemática del comportamiento del condensador en función de la variación de la temperatura de condensación a lo largo del tiempo (Lovatt *et al*, 1998; López y Lacarra, 1999).

$$(Mc)_c \frac{dT_c}{dt} = -(UA)_c \Delta T_c + m_r (h_{ec} - h_{sc}) \quad [4.5]$$

donde:

$(Mc)_c$ = masa térmica del refrigerante en el condensador. (J/°C).

UA_c = Coeficiente global de transmisión de calor ($W/^\circ C$).

ΔT_c = Diferencia media logarítmica de temperatura. ($^\circ C$).

m_r = caudal másico de refrigerante (kg/s).

h_{ec} = Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador. (J/kg).

h_{sc} = Entalpía del refrigerante a la salida del condensador. (J/kg).

Esta ecuación depende fundamentalmente de los parámetros UA_c y Mc_c que han sido obtenidos principalmente a partir de los datos los fabricantes de condensadores, y de los datos de mantenimiento de las instalaciones.

No se ha profundizado más en la modelización ya que añadiría complejidad al modelo, dificultando después el desarrollo del control de la instalación frigorífica.

4.2.1.3 Recipientes Separadores.

Aquí también se ha optado por el modelo de una sola zona propuesto por Cleland (1990), de tal manera que se obtiene una sola ecuación en función del balance de energía alrededor del separador.

$$(Mc)_v \frac{dT_v}{dt} = \sum (\text{entradas energía}) - \sum (\text{salidas energía}) \quad [4.6]$$

donde:

$(Mc)_v$ = Capacidad térmica del recipiente (J/K)

T_v = Temperatura del recipiente ($^\circ C$).

La capacidad térmica es el resultado de tener en cuenta tanto la cantidad de refrigerante líquido, como el vapor, tanto del recipiente como el de las tuberías, así como el material del recipiente separador. Según sea el separador de baja presión o de

presión intermedia, las entradas y salidas de energía al mismo dependerán de la configuración de la instalación modelizada en cada caso.

4.2.1.4 Evaporadores.

En estas instalaciones todos los evaporadores son del tipo inundado sobrealimentado. Por los motivos explicados anteriormente, también se ha utilizado un modelo de una sola zona que comprende el separador, el evaporador y las tuberías de conexión (Cleland, 1983, 1990). En el caso de que un separador alimente a varios evaporadores el término correspondiente a cada evaporador se convierte en sumatorio que considera el número de evaporadores.

$$(Mc)_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = m_r (h_{re} - h_{rs}) + \sum UA_{ev} \cdot \Delta T_m \quad [4.7]$$

donde:

$(Mc)_{ev}$ = Masa térmica del separador, evaporador y tuberías (J/°C).

m_r = caudal másico de refrigerante (kg/s).

h_{re} = entalpía del refrigerante de entrada al separador (kJ/kg).

h_{rs} = entalpía del refrigerante de salida al separador (kJ/kg).

UA_{ev} = Coeficiente global de transmisión de calor (W/°C).

ΔT_{ev} = Diferencia media logarítmica de temperatura. (°C)

Del término UA_{ev} , depende el modelado del evaporador y para calcularlo se ha recurrido a los datos suministrados por el fabricante, excepto en el caso de los evaporadores de las cámaras de conservación de congelados, en donde se disponía de los datos de temperatura a la entrada y salida del evaporador, como se vera más adelante.

El cálculo del término de ΔT_{ev} se puede facilitar, ya que la temperatura del refrigerante permanece constante en todo el evaporador. También se puede calcular la temperatura de salida del aire, basándose en el caudal de aire que mueve el evaporador según los datos del fabricante. Resolviendo la ecuación diferencial que se origina al hacer un balance de energía en el evaporador:

$$m_e c_a \frac{dT_a}{dt} = UA_e \Delta T_{ev} \quad [4.8]$$

da lugar a:

$$T_{as} = T_{ev} + (T_{ae} - T_{ev}) \cdot e^{-\left(\frac{UA_e}{m_e c_a}\right)} \quad [4.9]$$

donde:

T_{as} = T^a de salida del aire del evaporador (°C).

T_{ae} = T^a de entrada del aire al evaporador (°C).

T_{ev} = T^a del refrigerante en el evaporador (°C).

UA_e = Coeficiente global de transmisión de calor en el evaporador (W/°C).

m_e = Caudal másico de aire movido por el evaporador (kg/s).

c_a = Calor específico del aire (J/kg °C)

Este procedimiento de cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica se ha repetido en los demás términos donde se ha utilizado este tipo de diferencias.

4.2.2 Sistemas frigoríficos de doble escalonamiento.

En las instalaciones frigoríficas modelizadas existían dos sistemas de doble compresión, que a su vez usaban dos tipos de enfriamiento intermedio, uno de inyección parcial, la denominada SM-RV1 y otro de inyección total, la instalación SM-SULZER.

4.2.2.1 Instalación frigorífica RV1.

En el caso de la instalación frigorífica denominada SM-RV1, ésta da servicio a las cámaras de conservación de congelados.

Se compone de:

- Un separador de inyección total en la parte de baja presión, del cual se alimentan los evaporadores situados en las cámaras de conservación de congelados.
- En la presión intermedia se coloca un separador de inyección parcial del que aspiran los compresores de alta.

Esta instalación esta compuesta por seis compresores alternativos que son los más antiguos de todas las instalaciones estudiadas a nivel industrial. Además, uno de los compresores de alta presión está inutilizado y el de reserva se utiliza en su lugar. Otra muestra de sus limitaciones es que los compresores, a pesar de trabajar a su máxima capacidad, justamente son capaces de mantener la temperatura en la cámara de conservación de congelados, a pesar de que sus potencias frigoríficas nominales exceden con mucho la potencia nominal requerida por las cámaras.

Pot. Frigorífica Nominal requerida: 27650 W x 2 cámaras = 55300 W

Pot. Frigo. Nominal suministrada: 61225 W x 3 compresores = 183675 W

El esquema de esta instalación es el que se indica en la Figura 4.4:

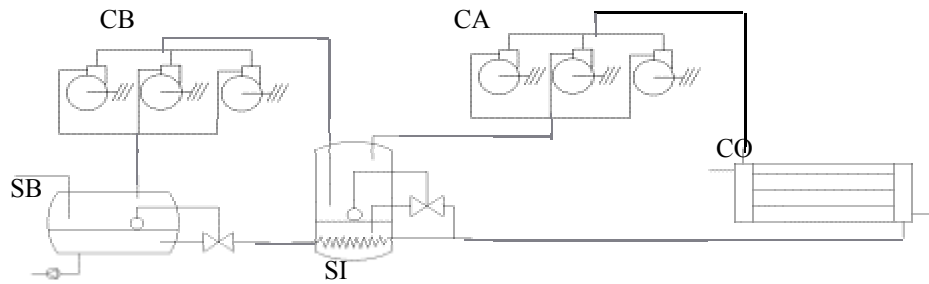


Figura 4.4
Esquema de la instalación frigorífica RV1.

Debido a su antigüedad, la modelización de los compresores fue modificada para adecuar su comportamiento., Además, también debido a su antigüedad, no se disponen de datos del fabricante de estos compresores, excepto los nominales. Por ello, la potencia frigorífica va a ser fija y va a ser modificada para adecuarla a los parámetros reales de la instalación. La modelización del compresor desarrollada anteriormente debe ser modificada, ya que la energía del refrigerante es reducida al pasar por el serpentín del separador intermedio de inyección parcial, con lo que se puede establecer la siguiente ecuación:

$$m_{cb} = \frac{Q_{cbr} \cdot X - UA_i \cdot (T_{co} - T_{si3})}{(h_{sbv} - h_{co})} \quad [4.10]$$

En cuanto los compresores de alta presión, la potencia frigorífica desarrollada por los compresores se calcula mediante la ecuación:

$$m_{ca} = \frac{Q_{car} \cdot Y}{(h_{siv} - h_{co})} \quad [4.11]$$

Considerando los modelos del resto de componentes de esta instalación se obtienen las ecuaciones siguientes:

Variación de la temperatura del separador de baja:

$$\frac{dT_{sb1}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{sb1}} \cdot [\sum UA_e \cdot \Delta T_{ev} - UA_{ii} (T_{co} - T_{si3}) - m_{cb} \cdot (h_{co} - h_{sbv})] \text{ (°C/s)} \quad [4.12]$$

Variación de la temperatura del separador intermedio:

$$\frac{dT_{si3}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{si3}} \cdot [(m_{ca} - m_{cb}) \cdot h_{co} + m_{cb} \cdot h_{scb} - m_{ca} \cdot h_{siv} + UA_i (T_{co} - T_{si3})] \quad [4.13]$$

donde:

$UA_i (T_{co} - T_{si3})$ es la variación de energía que sufre el refrigerante al pasar por el serpentín del separador intermedio de inyección parcial.

Para determinar el coeficiente UA_i se han realizado unas mediciones puntuales que pusieron de manifiesto que el subenfriamiento es de unos 17°C. De esta manera se tiene:

$$UA_i = \frac{m_{cb} \cdot Cp_l \cdot \Delta T}{(T_{co} - T_{si3})} \quad [4.14]$$

Variación de la temperatura del Condensador:

$$\frac{dT_{co}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{co}} \cdot [(h_{sca} - h_{co}) \cdot m_{ca} - UA_c (T_{mr} - T_{co})] \text{ (°C/s)} \quad [4.15]$$

La regulación de los compresores de baja es del tipo incremental. Cada compresor tiene cuatro etapas de potencia, por lo que la variable de control X es

$$m_{cb} = \frac{Q_{cb1} \cdot X_1 + Q_{cb2} \cdot X_2}{(h_{sbv} - h_{sbl})} \quad [4.16]$$

Caudal másico de los compresores de alta:

$$m_{ca} = \frac{Q_{ca1} \cdot Y_1 + Q_{ca2} \cdot Y_2}{(h_{siv} - h_{sil})} \quad [4.17]$$

Variación de la Temperatura del separador de baja:

$$\frac{dT_{sb1}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{sb1}} [UA_e \cdot \Delta T_{ev} - \dot{m}_{cb} \cdot h_{sbv} + \dot{m}_{cb} \cdot h_{sil}] (\text{°C/s}) \quad [4.18]$$

Variación de la Temperatura del separador intermedio:

$$\frac{dT_{si3}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{si3}} \cdot [\dot{m}_{ca} \cdot h_{co} + \dot{m}_{cb} \cdot h_{scb} - \dot{m}_{ca} \cdot h_{siv} - \dot{m}_{cb} \cdot h_{sil}] \quad [4.19]$$

Variación de la Temperatura del Condensador:

$$\frac{dT_{co}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{co}} \cdot [(h_{sca} - h_{co}) \cdot \dot{m}_{ca} - UA_c (T_{mr} - T_{co})] (\text{°C/s}) \quad [4.20]$$

4.2.3 Sistemas frigoríficos de simple escalonamiento

En este caso nos encontramos con las instalaciones denominadas SM-RV2 y SM-RV3. Estas instalaciones frigoríficas son las más actuales y por ello disponen de modernos compresores de tornillo con sistema “*superfeed*” para realizar el enfriamiento intermedio del refrigerante en el mismo compresor que realiza la compresión de baja y de alta. Fleming *et al* (1994, 1995) analizan este tipo de compresores y a la hora de calcular la presión intermedia realizan un tanteo de prueba y error hasta dar con la más óptima, ya que la presión intermedia es función de un gran número de factores: el ratio del caudal másico por el puerto del *superfeed* y el de

aspiración, la posición y geometría del puerto del *superfeed*, y la presión de evaporación y de condensación. Debido a estas dificultades se ha modelizado este tipo de compresor como si fuera simple, ya que a efectos de potencia frigorífica desarrollada y potencia eléctrica consumida sí se disponía de datos suficientes como para modelizarla. De esta manera el caudal másico que aspira es conocido. En cuanto a la temperatura de descarga, ésta se ha calculado como si la compresión fuera doble con la presión intermedia igual a:

$$P_{intermedia} = \sqrt{P_{evaporación} \cdot P_{condensación}} \quad [421]$$

Y el caudal másico en la descarga como la suma del caudal másico de la aspiración más el caudal másico necesario para enfriar el caudal de aspiración a la temperatura de saturación a la presión intermedia.

Como en el caso de los condensadores, no es el objetivo de esta tesis desarrollar modelos exactos de los componentes, por lo que se considera suficiente el modelo propuesto.

En cuanto a las instalaciones, tanto la RV2 como la RV3, son instalaciones a las que se les acopla un recipiente separador de baja presión para alimentar a los evaporadores sobrealimentados, y el proceso de condensación se realiza en condensadores del tipo evaporativo. La modelización de estos equipos se realiza como en el caso anterior expuesto en el apartado 4.2.2..

4.2.3.1 Instalación RV2

Partiendo de la Figura 4.6 que representa la instalación, se puede establecer las siguientes ecuaciones que modelizan el comportamiento del sistema frigorífico:

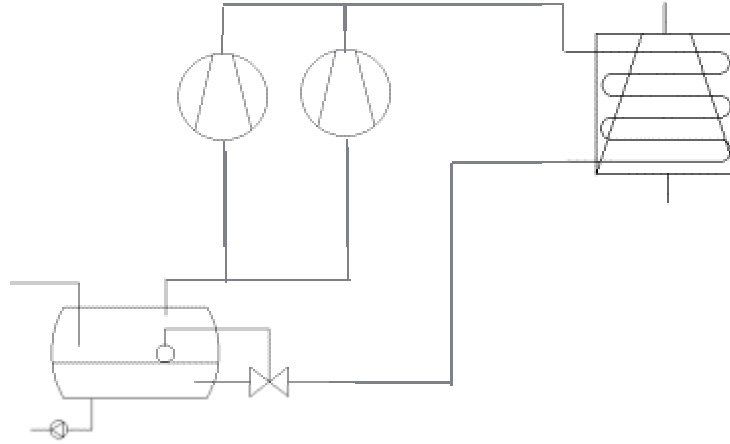


Figura 4. 6
Esquema de la instalación frigorífica RV2.

Caudal másico de los compresores de baja

$$m_{cb} = \frac{Q_{cb1} \cdot X_1 + Q_{cb2} \cdot X_2}{(h_{sbv} - h_{co})} \quad [422]$$

Variación de la temperatura del separador de baja:

$$\frac{dT_{sb1}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{sb1}} [UA_e \cdot \Delta T_{ev} - m_{cb} \cdot h_{sbv} + m_{cb} \cdot h_{co}] \text{ (}^\circ\text{C/s)} \quad [4.23]$$

Variación de la temperatura del Condensador:

$$\frac{dT_{co}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{co}} \cdot [(h_{sca} - h_{co}) \cdot m_{ca} - UA_c (T_{mr} - T_{co})] \text{ (}^\circ\text{C/s)} \quad [4.24]$$

4.2.3.2 Instalación RV3

Esta instalación es equivalente a la representada y modelizada en RV2 pero solo con un solo compresor y condensador. Partiendo de la Figura 4.7, que representa esta instalación, se pueden establecer las siguientes ecuaciones que modelizan el comportamiento de la instalación:

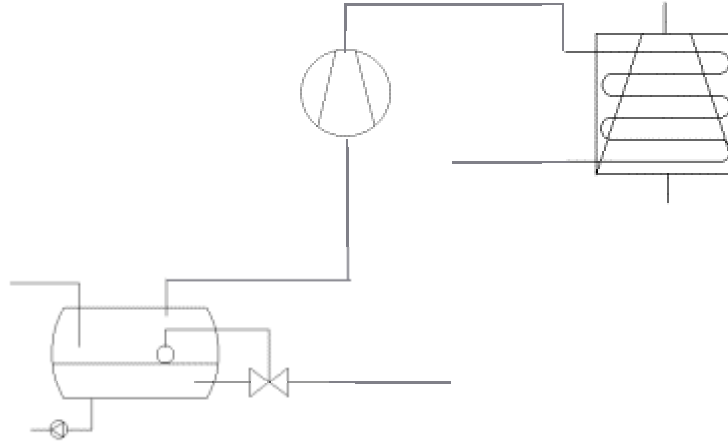


Figura 4. 7
Esquema de la instalación frigorífica RV3.

Caudal másico del compresor de baja

$$\dot{m}_{cb} = \frac{Q_{cb} \cdot X}{(h_{sbv} - h_{co})} \quad [4.25]$$

Variación de la temperatura del separador de baja:

$$\frac{dT_{sb1}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{sb1}} [UA_e \cdot \Delta T_{ev} - \dot{m}_c \cdot h_{sbv} + \dot{m}_c \cdot h_{co}] \text{ (°C/s)} \quad [4.26]$$

Variación de la temperatura del Condensador:

$$\frac{dT_{co}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{co}} \cdot [(h_{sc} - h_{co}) \cdot \dot{m}_c - UA_c (T_{mr} - T_{co})] \text{ (°C/s)} \quad [4.27]$$

4.2.4 Cámaras de conservación de congelados.

En el caso de la modelización de las cámaras frigoríficas, como en casos anteriores, se ha optado por un modelo “simple” en el cual solo se tiene en cuenta el balance térmico de la cámara (Cleland,1990), ya que el objetivo final de esta tesis es mejorar el control del sistema, y los modelos demasiado complejos no representan ninguna ventaja, sino dificultades, a la hora de desarrollar un sistema de control. De esta manera se ha analizado dos tipos de modelos: uno de una sola zona y otro de dos zonas.

El modelo de una sola zona consiste en realizar un balance térmico alrededor de la cámara considerando los diferentes flujos de energía entrantes y salientes (Cleland, 1983, 1990; Lopez, 1988; Pinazo,1995; Stoecker, 1995):

$$\frac{dT_{ca}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{ca}} [\Phi_{aper} + \Phi_v + \Phi_{ce} + -\Phi_e] \text{ (}^\circ\text{C/s)} \quad [4.28]$$

donde:

T_{ca} = Temperatura de la cámara. ($^\circ\text{C}$).

Mc_a = Masa térmica de la cámara. ($\text{J}/^\circ\text{C}$).

Φ_{aper} = Flujo de calor entrante asociado a las aperturas de las puertas de la cámara (W).

Φ_v = Flujo de calor entrante asociado a ventiladores, luminarias, etc (W).

Φ_{ce} = Flujo de calor entrante asociado a las pérdidas de frío a través de las paredes de la cámara (W).

Φ_e = Flujo de calor saliente a través de los evaporadores. (W).

El modelo de dos zonas consiste en dividir el espacio de la cámara en dos zonas, (ver Figura 4.8).

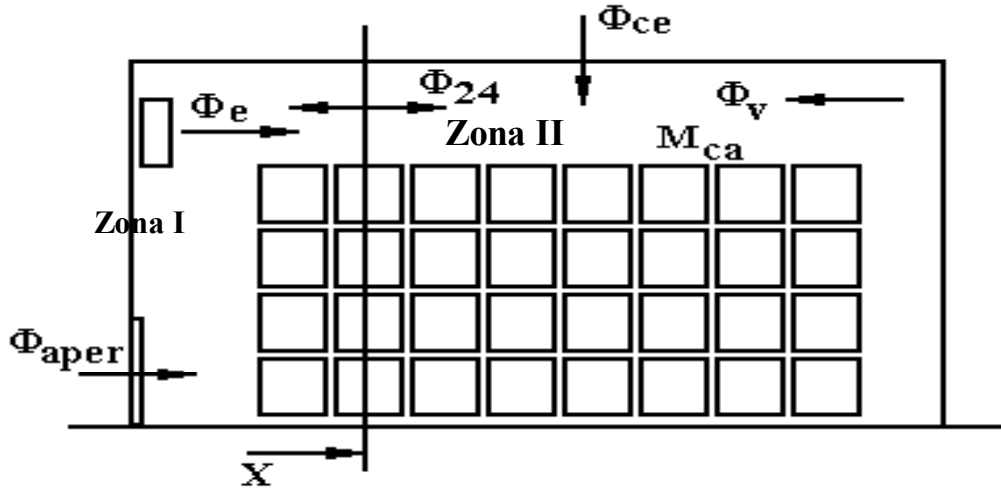


Figura 4.8

Caudales de energía, entrantes y salientes, en una cámara de conservación de congelados.

La zona I representa el espacio cercano a las puertas de la cámara y que contiene también el evaporador. Esta zona sufre las mayores variaciones de temperatura. Tanto el evaporador como las puertas son las mayores fuentes y sumideros de energía.

La zona II representa el interior de la cámara, donde las variaciones de la temperatura son más lentas, debido fundamentalmente a que la fuente de “frio” es el caudal de aire frío movido por los evaporadores que genera un flujo de aire “frio” y “caliente”. Este flujo va a ser menor conforme nos alejamos de los evaporadores, por lo que las variaciones son mucho más lentas que cerca de ellos.

Las ecuaciones que representan cada zona son:

$$\text{Zona I: } \frac{dT_{ca2}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{ca} \cdot X} [\Phi_{aper} + (\Phi_v + \Phi_{ce}) \cdot X + \Phi_{24} - \Phi_e] \text{ (}^\circ\text{C/s)} \quad [4.29]$$

$$\text{Zona II: } \frac{dT_{ca4}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{ca} \cdot (1-X)} [(\Phi_v + \Phi_{ce}) \cdot (1-X) - \Phi_{24}] \text{ (}^\circ\text{C/s)} \quad [4.30]$$

Los coeficientes son los mismos que para el modelo de una sola zona, excepto que en estas ecuaciones se introduce el parámetro X que representa el factor en que esta dividida la cámara en tanto por uno y que entre las dos zonas aparece ϕ_{24} como el intercambio de energía entre las dos zonas. El factor X se ha estimado en 0.25 para dar el mejor resultado.

Una explicación más detallada de los coeficientes es:

4.2.4.1 T_{ca} Temperatura de la cámara. ($^\circ\text{C}$).

Esta temperatura representa la temperatura media de las zonas. En el caso de una sola zona debe corresponder con la del interior de la cámara. En el caso de dos zonas, la temperatura de la zona II es la considerada la temperatura de la cámara.

4.2.4.2 Mc_a Masa térmica de la cámara. ($\text{J}/^\circ\text{C}$).

La masa térmica de la cámara incluye no solo el volumen de aire de la cámara, sino también las partes metálicas y estructuras que, por ser buenos conductores del calor, varían rápidamente su temperatura. Se ha incluido este factor de esta manera, en vez de colocarlo como una ecuación aparte, por simplificar las ecuaciones y por las dificultades que entraña describir los parámetros de esta ecuación, ya que no se dispone de la variación de temperatura de estas estructuras. En cambio, sí se dispone de la variación de temperatura de la cámara, que refleja de manera indirecta, la de estos materiales, con lo que se puede estimar ese valor de la propia cinética del sistema.

En cuanto al producto congelado almacenado, no se tiene en cuenta como una masa térmica ya que su cinética es mucho más lenta que la del aire y no influye en la temperatura de la cámara (López, 1988, 1994).

Las dimensiones interiores de la cámara son 34 x 7.7 x 17.7 m luego el volumen interior de la cámara es de 4634 m³. La utilización de la cámara en volumen es del 60%, luego nos deja un volumen de aire de 1854 m³.

La masa térmica de esa cantidad de aire es:

$$Mc_a = \text{volumen} \times \text{densidad} \times \text{calor específico} = 1854 \text{ m}^3 \times 1.3 \text{ kg/m}^3 \times 1.010 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} = 2,414,982 \text{ J/}^\circ\text{C}$$

A esta masa térmica del aire hay que añadirle la parte correspondiente de la masa térmica de todas las estructuras como suelos, paredes y techos, y de las estructuras metálicas de la cámara. Para calcular este valor, se ha procedido a estimarlo en función de la cinética de la temperatura interna de la cámara, ya que de Mc_a depende que la variación de la temperatura ante una perturbación sea más o menos rápida. De esta manera se ha llegado al valor de:

$$Mc_a = 3,469,466 \text{ J/}^\circ\text{C} \cong 3,500,000 \text{ J/}^\circ\text{C}$$

4.2.4.3 ϕ_{aper} Flujo de calor asociado a las aperturas de las puertas de la cámara. (W)

Este flujo de calor es debido a las frecuentes aperturas de las puertas por el trasiego de producto congelado entrante y saliente de la cámara.

Para su determinación se ha recurrido a la ecuación utilizada por Pinazo (1995) para el cálculo del volumen infiltrado de aire:

$$V_{\text{infiltrado}} = (0.48 + 0.004(T_{\text{exterior}} - T_{\text{cámara}})) \frac{A \cdot H}{4} \sqrt{0.0072 \cdot H \left(1 - \frac{T_{\text{exterior}}}{T_{\text{cámara}}}\right)} \quad [4.31]$$

donde:

A = Anchura de la puerta (m) = 2.15 m

H = Altura de la puerta (m) = 2.5 m

T_{exterior} = Temperatura en el exterior de la puerta (K)

$T_{\text{cámara}}$ = Temperatura en la cámara (K)

$V_{\text{infiltrado}}$ = Caudal de aire infiltrado (m³/s)

y con este valor de $V_{\text{infiltrado}}$ se calcula la pérdida de calor por este concepto:

$$\Phi'_{\text{aper}} = V_{\text{infiltrado}} \cdot \rho \cdot (h_{\text{exterior}} - h_{\text{cámara}}) \quad [4.32]$$

donde:

ρ = densidad media del aire del exterior e interior

h_{exterior} y $h_{\text{cámara}}$ son las entalpías del aire exterior y de la cámara respectivamente.

Para calcular estas entalpías se recurre a las fórmulas ofrecidas por Pinazo(1995):

$$h = 0.239 \cdot T + W(597 + 0.431 \cdot T) \quad [4.33]$$

donde:

T = temperatura (°C)

W = contenido de humedad del aire ($\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$)

la cual se puede obtener, a su vez de la ecuación:

$$W = 0.62198 \frac{\Phi \cdot P_{vs} / 100}{101325 - \Phi \cdot P_{vs} / 100} \quad [4.34]$$

siendo:

ϕ = humedad relativa del aire en %

Para la determinación de esta humedad relativa se han tomado datos, obteniendo un valor de 90% en el interior y 60% en el exterior

P_{vs} = Presión de vapor

Que, a su vez, se calcula mediante la ecuación:

$$\log P_{vs} = \frac{7.5 \cdot T}{T + 237.3} + 2.7858 \quad [4.35]$$

Para determinar el tiempo de apertura de las puertas que es necesario para calcular el volumen de aire infiltrado, se ha colocado una sonda de temperatura en las proximidades de la puerta. Con esta sonda, por una parte se obtiene la temperatura exterior necesaria para calcular la entalpía y por otra, se toma los intervalos en que la temperatura disminuye con el tiempo en que ha estado abierta la puerta, ver Figura 4.9, calculando de esta manera los tiempo de apertura y las veces que ha estado abierta.

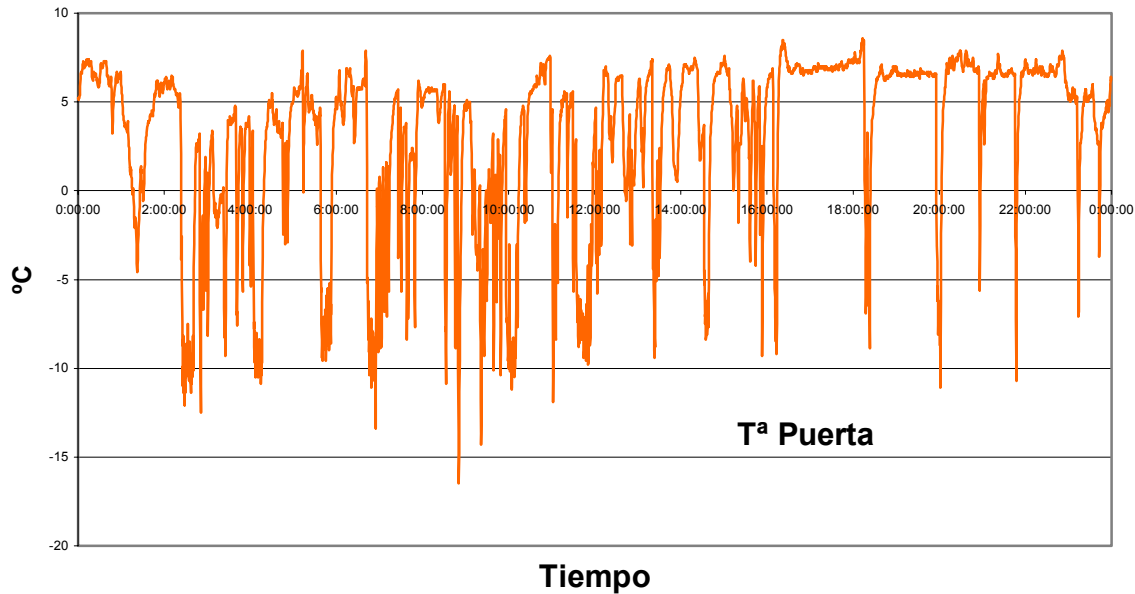


Figura 4.9
Temperatura obtenida junto a la puerta de la cámara.

Mediante un pequeño programa se detectan cada apertura de puerta, generando un fichero en el que cada periodo de tiempo se considera si la puerta esta abierta o no según un sistema binario.

Además de la entrada de calor debida a las infiltraciones de aire, hay que tener en cuenta que cada apertura de puerta es debida a la entrada de producto transportado por una carretilla elevadora de 16HP (2355W) conducida por una persona, que según Pinazo(1995) desprende alrededor de 390 W. Luego el total queda:

$$\phi_{\text{aper}} = \phi_{\text{aper}} + 2335 + 390 \text{ (W)} \quad [4.36]$$

4.2.4.4 ϕ_{ce} Flujo de calor asociado a las pérdidas de frío a través de las paredes de la cámara.

Para determinar este flujo de calor se ha recurrido a la utilización de una sonda de flujo térmico, con la que se ha medido en diferentes puntos de la cámara,

obteniendo como resultado medio un coeficiente global de transmisión de calor de $0.4045 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Entonces podemos representar este factor como:

$$\Phi_{ce} = (U \cdot A)_{ce} (T_{ext} - T_{cámara}) \quad [4.37]$$

donde:

U = coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$).

A = Area total de intercambio (m^2).

$T_{ext} = T^a$ en el exterior de las cámaras ($^\circ\text{C}$).

$T_{cámara} = T^a$ media de la cámara ($^\circ\text{C}$).

4.2.4.5 ϕ_e Flujo de calor debido a la potencia frigorífica de los evaporadores.

Este flujo de calor se va a representar mediante la ecuación, como se especifica en los modelos de los sistemas frigoríficos.

$$\Phi_e = (UA)_e (T_e - T_{cámara}) \text{ (W)} \quad [4.38]$$

donde:

UA_e = Coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W/}^\circ\text{C}$)

$T_e = T^a$ de evaporación del refrigerante ($^\circ\text{C}$).

$T_{cámara} = T^a$ de la cámara ($^\circ\text{C}$).

Para calcular UA_e se han utilizado dos métodos:

- Con los datos del fabricante del evaporador se ha obtenido que para un $\Delta T_m = 10^\circ\text{C}$, el evaporador da una potencia de 30,350 W. Este dato debe ser corregido con un

factor de 0.8 por trabajar a una temperatura de aproximadamente -25°C lo que implica que la potencia de cada evaporador sería de 24280 W

$$UA_e = \frac{\Phi_e}{\Delta T_m} = \frac{30,350 \cdot 0.8}{11.43} = 2124.23 \text{ (W/}^{\circ}\text{C)} \quad [4.39]$$

- Se ha colocado una sonda de temperatura justo a la salida del evaporador. Gracias a esa sonda se puede calcular la variación de temperatura que sufre el aire en el evaporador y la diferencia media logarítmica en el evaporador, ver Figura 4.10 y Figura 4.11

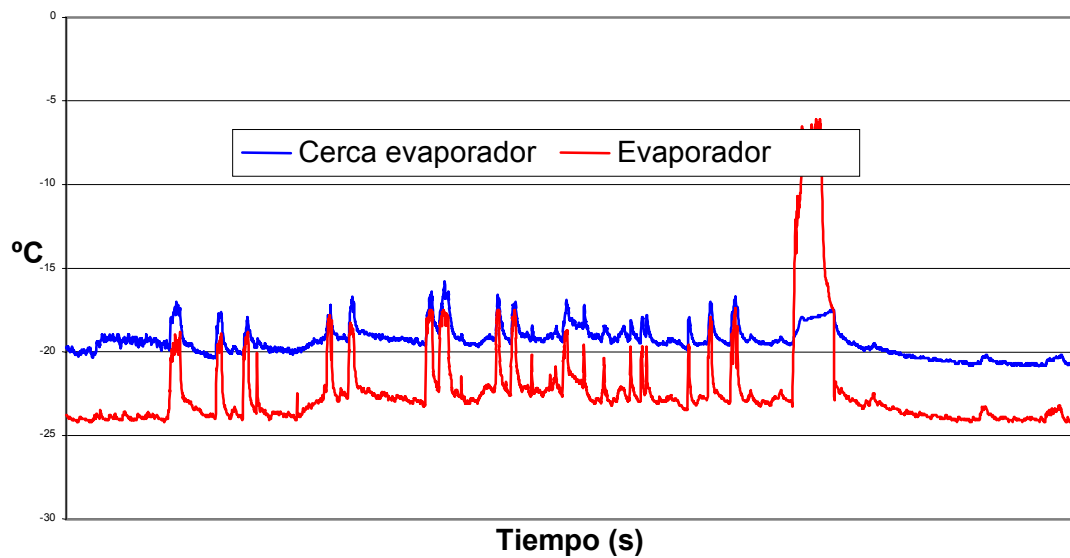


Figura 4.10
Evolución de las Temperaturas del aire a la entrada y salida del evaporador.

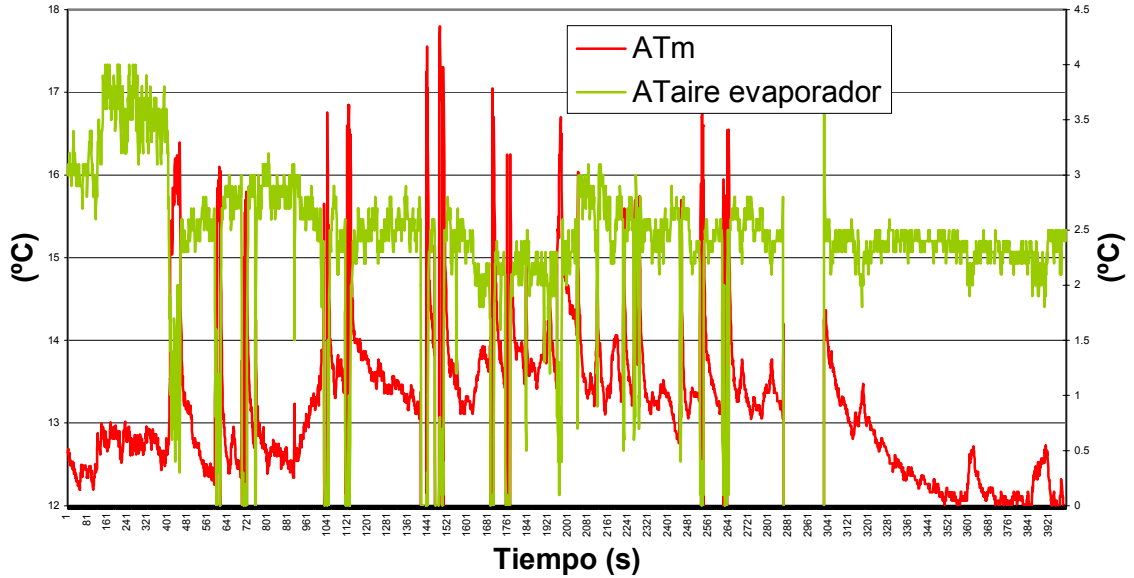


Figura 4.11

Incremento de temperatura media logarítmica en el evaporador e incremento de temperatura del aire en el evaporador.

Con esos datos se puede calcular el coeficiente global de transmisión de calor, al igualar la transmisión de calor a través del evaporador con la energía cedida por el aire al atravesar el evaporador:

$$UA_e = \frac{\dot{m}_a \cdot c_a \cdot \Delta T_{aire}}{\Delta T_m} \quad [4.40]$$

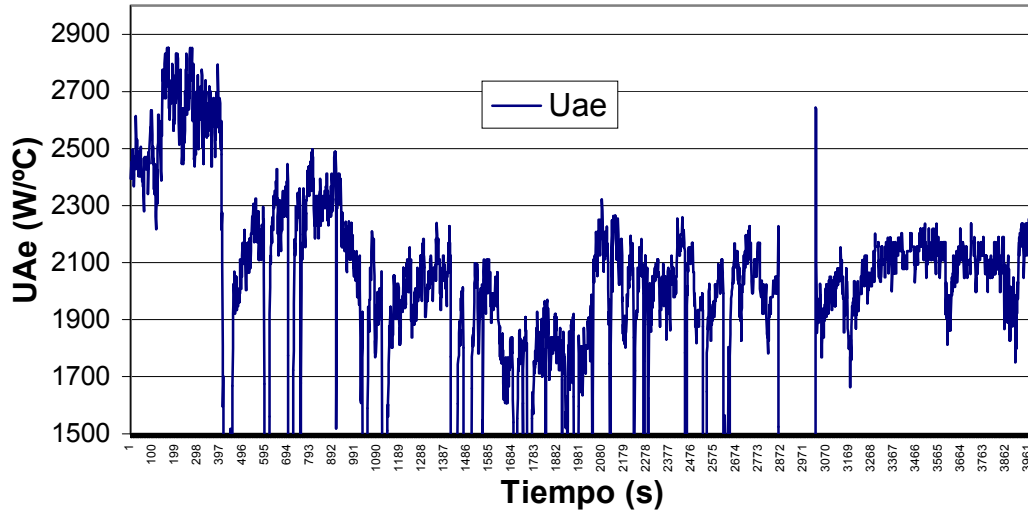


Figura 4.12
Valor del producto coeficiente global de transmisión de calor por superficie del evaporador determinado experimentalmente a lo largo del tiempo.

Como se puede ver en la Figura 4.12, la media de ese valor, descontando las paradas del evaporador, corresponde al dato antes obtenido.

4.2.4.6 ϕ_{24} Intercambio de energía y materia entre las dos zonas de la cámara

Este intercambio de calor y materia se debe al flujo de aire que desplaza el ventilador del evaporador y que es recirculado. Se deduce la ecuación:

$$\Phi_{24} = m_a \cdot (h_{2zI} - h_{4zII}) \text{ (W)} \quad [4.41]$$

donde:

m_a = Caudal másico de aire desplazado por el evaporador en la intersección de las dos zonas (kg/s).

$(h_{2zI} - h_{4zII})$ = Diferencia de entalpías del aire en las dos zonas (J/kg).

Para determinar el caudal másico de aire se recurre a datos los del fabricante de evaporadores, donde el caudal nominal es de 15,800 m³/h, con una flecha de 20 m. Teniendo en cuenta que la división de las zonas se encuentra a 8.5 m del evaporador, en las gráficas características de los ventiladores se puede estimar el caudal másico en 2.523 kg/s. Como son dos los evaporadores habrá que multiplicar este valor por dos.

En cuanto a los valores de entalpía, se calculan mediante las ecuaciones anteriores considerando la humedad relativa constante.

Como se podrá comprobar, este intercambio de energía y materia solo tiene efecto cuando los evaporadores están en marcha. Cuando están apagados, se considera un intercambio residual y constante.

4.2.5 Túneles de congelación.

La modelización de los túneles de congelación ha seguido los mismos pasos que la de las cámaras de conservación de congelados. Cleland (1990), establece las mismas ecuaciones para todo tipo de recintos frigoríficos. De esta manera, se ha establecido un modelo de una sola zona para modelizar los diversos túneles de congelación que se disponen.

$$\frac{dT_{tu}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{tu}} [\Phi_p + \Phi_{ce} + \Phi_v - \Phi_e] \quad [4.42]$$

donde:

T_u = Temperatura del aire en el túnel de congelación (°C)

Mc_{tu} = Masa térmica del túnel de congelación.

ϕ_v = flujo de calor entrante asociado a ventiladores, luminarias, etc. (W)

ϕ_{ce} = flujo de calor entrante a través de las paredes de la cámara (W).

ϕ_e = flujo de calor saliente debido a la potencia frigorífica de los evaporadores (W).

ϕ_p = Flujo de calor entrante que cede el producto que esta siendo congelado (W).

Las entradas de calor a través de los cerramientos (ϕ_p) se han calculado de la misma forma que en las cámaras frigoríficas, con la utilización de una sonada que mide el flujo térmico. En el caso de los túneles, estos caudales de calor son mucho más pequeños y prácticamente se pueden despreciar frente al flujo de calor debido a la congelación del producto.

En el caso de los caudales de calor procedentes de fuentes como ventiladores, motores, etc. (ϕ_v), en el caso de los túneles se han tenido en cuenta todos los motores de las cintas transportadoras que manejan el producto que se congela.

Para la determinación del caudal de calor saliente a través de los evaporadores de los túneles, el coeficiente global de transmisión de calor se ha obtenido según un procedimiento similar al utilizado en las cámaras de conservación de congelados, ya que en éstas, se pudo demostrar que con los datos del fabricante se consigue un buen ajuste.

El principal flujo de calor en un túnel es el debido al caudal de calor procedente de la congelación del producto. Su valor está entorno al 95% del caudal total entrante de calor. Al ser este valor el más importante, se ha recurrido a técnicas que lo

determinan con gran precisión (López *et al*, 1997). Mientras que en el caso de las cámaras frigoríficas la temperatura del recinto es el factor más importante y la variable independiente a controlar, en el caso de los túneles de congelación es la temperatura de salida del producto la variable a controlar. Esta variable determina la calidad y el coste del proceso de congelación (Gruda, 1986).

Para determinar este importante valor se desarrolló un modelo de simulación de la congelación de alimentos mediante una aproximación según el método de diferencias finitas (López *et al*, 1997). Se eligió este sistema por que los productos a congelar ofrecían diferentes formas geométricas y dentro del proyecto CIMFROZEN también interesaba conocer el proceso de congelación y de almacenamiento en las zonas interiores del producto.

El modelo obtenido por López *et al*. (1997) calculaba, según la temperatura del aire del túnel de congelación y el tiempo de permanencia dentro del túnel, la temperatura de todos los puntos interiores del producto. El caudal calor cedido al aire del túnel se calcula entonces, según el peso del producto y el caudal másico de producto por el túnel, dividiendo el túnel en un número determinado de elementos. El calor cedido en un elemento se calcula gracias al modelo, por lo que su multiplicación por el número de elementos da el caudal total de calor cedido al aire desde el producto que se congela.

Un problema importante que se ha tenido que salvar es la integración de los modelos planteados, ya que el modelo de congelación de alimentos tiene la escala temporal del producto dentro del congelador desde que entra hasta que sale, en vez de considerar la escala temporal con todo el producto dentro del túnel de congelación. Para resolver esto se ha optado por mantener constante el caudal total de calor que

cede el producto durante un determinado periodo de tiempo, en el que se considera que las condiciones del túnel no cambian. Este periodo se estableció en una hora para hacerlo coincidir con los posibles cambios de caudal másico entrante de producto en el túnel. De esta manera, a cada hora se vuelve a lanzar la simulación de la congelación del producto para determinar las nuevas condiciones de salida del producto, y por tanto, el caudal de calor procedente del mismo.

Es importante destacar que los túneles de congelación tienen periodos de funcionamiento que dependen del tiempo que pueden estar funcionando sin que la temperatura de salida del producto se altere excesivamente. La subida de la temperatura de salida del túnel del producto es debida a la formación de escarcha en los evaporadores de los túneles. El producto entra en el túnel con una gran cantidad de agua en superficie, ya que este acaba de ser escaldado con agua previamente.

Este agua libre, y la que procede de un cierto secado del producto pasa al aire de enfriamiento y de aquí pasa a depositarse sobre los tubos y las aletas de los evaporadores, dificultando la transmisión de calor entre el refrigerante y el aire, al actuar la escarcha como un aislante, además de que esta escarcha cede una cierta cantidad de energía para congelarse. Después de cierto tiempo y a pesar de los diversos métodos para eliminarla en continuo, la capa de escarcha es tal que el evaporador no es capaz de dar la cantidad de frío necesaria para congelar debidamente el producto, aumentando por ello su temperatura a la salida del túnel.

La simulación de este proceso ha sido considerada por varios autores, como:

- Radcenco *et al* (1995) que proponen un modelo en el que el coeficiente UA_e varía de una manera no-lineal, pero no validan su modelo.

• En cambio Bettanini (1995) parte de unos datos experimentales que se muestran en la Figura 4.13. Anteriormente, Kondepudi y O’Neal (1970) también parten de datos similares en el que el flujo de calor a través de un evaporador, en el que se forma escarcha, varía linealmente, por lo que se demuestra que la variación del coeficiente global de transmisión de calor (UA_e) entre el refrigerante y el aire varía linealmente en función del tiempo:

$$UA_e = a \cdot t + b \quad [4.43]$$

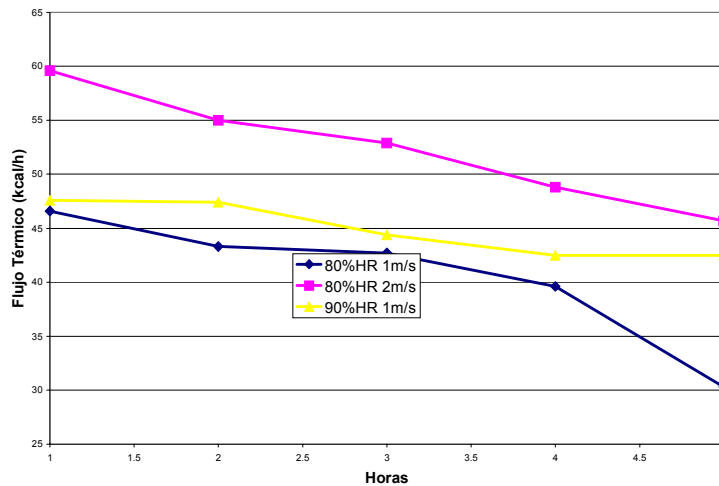


Figura 4.13
Variación del flujo térmico en el evaporador, según Bettanini (1995)

Para determinar estos coeficientes se ha procedido a estimarlos en función del tiempo de duración de cada periodo de funcionamiento del túnel y de la potencia frigorífica desarrollada en el momento del apagado, calculada gracias al modelo de congelación citado anteriormente (López *et al.*, 1997). De esta forma se llega al ajuste de la ecuación de cálculo del valor de UA_e .

4.3. Desarrollo del modelo lineal de una cámara de conservación de alimentos congelados y de su sistema frigorífico.

Una vez obtenido el modelo no-lineal del conjunto cámara-sistema frigorífico, se plantea la necesidad de obtener un modelo lineal que se pueda aplicar al método de control que se ha elegido desarrollar. La técnica de control QFT necesita de un modelo basado en el concepto de *función de transferencia*, lo que implica usar la *Transformada de Laplace* como herramienta.

Se pretende, por tanto, representar el modelo conjunto de cámara frigorífica y sistema frigorífico como un sistema basado en *variables de estado* (Dorf y Bishop, 1998; Ogatta, 1998).

Esta representación tiene la forma de:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{D} \cdot \mathbf{u}\end{aligned}\quad [4.44]$$

A la cual se han de adaptar las distintas ecuaciones desarrolladas anteriormente.

Temperatura del Condensador:

$$\frac{dT_{c5}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{c5}} \cdot [(h_{sca} - h_{co}) \cdot \dot{m}_{ca} - \Phi_c] \quad (^\circ\text{C/s}) \quad [4.45]$$

Temperatura del separador de baja:

$$\frac{dT_{sb1}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{sb1}} \cdot [2 \cdot \Phi_e - \Phi_{ii} - \dot{m}_{cb} \cdot (h_{co} - h_{sbv})] \quad (^\circ\text{C/s}) \quad [4.46]$$

Temperatura del separador intermedio:

$$\frac{dT_{si3}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{si3}} \cdot [(\dot{m}_{ca} - \dot{m}_{cb}) \cdot h_{co} + \dot{m}_{cb} \cdot h_{scb} - \dot{m}_{ca} \cdot h_{siv} + \Phi_{ii}] \quad (^\circ\text{C/s}) \quad [4.47]$$

Temperatura de la cámara de conservación de congelados :

$$\frac{dT_{ca2}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{ca} \cdot X} [\Phi_{aper} + (\Phi_v + \Phi_{ce}) \cdot X + \Phi_{24} - \Phi_e] \quad (^\circ\text{C/s}) \quad [4.48]$$

$$\frac{dT_{ca4}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{ca} \cdot (1 - X)} [(\Phi_v + \Phi_{ce}) \cdot (1 - X) - \Phi_{24}] \quad (^\circ\text{C/s}) \quad [4.49]$$

La instalación real consta de dos cámaras frigoríficas, que a su vez constan de dos evaporadores cada una. Los evaporadores pueden contar como uno solo ya que su accionamiento es conjunto. Pero, para simplificar el modelo y eliminar las dos ecuaciones de la otra cámara frigorífica, lo que se hace es doblar el consumo frigorífico de la cámara en la ecuación de la variación de la temperatura del separador de baja. No nos afecta al control, porque al realizar esta operación, asumimos el caso más desfavorable que es el de las dos cámaras funcionando al unísono.

Si linealizamos las ecuaciones obtenemos:

$$\mathbf{D}' \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial t} = \mathbf{C}' + \mathbf{A}' \cdot \mathbf{T} + \mathbf{B}' \cdot \mathbf{x} \quad [4.50]$$

Siendo \mathbf{T} el vector de temperaturas de los componentes característicos, \mathbf{x} la señal de control de los compresores y del termostato de la cámara y \mathbf{C}' , \mathbf{A}' , \mathbf{B}' , \mathbf{D}' las matrices de coeficientes correspondientes.

Nuestro sistema se parece a la representación en variables de estado si identificamos:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U}$$

$$\mathbf{X} = \mathbf{Y}$$

$$\mathbf{U} = \mathbf{x}$$

\mathbf{X} = Vector de estado

\mathbf{U} = Vector de control

\mathbf{Y} = vector de salida

Y por otra parte esto obliga a que:

$$\mathbf{C} = \mathbf{I} \quad \text{y} \quad \mathbf{D} = \mathbf{0}$$

Si aplicamos la Transformada de Laplace, y arreglamos las ecuaciones obtenemos la función de transferencia del sistema de la forma siguiente:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = P(s) = \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} \quad [4.51]$$

A partir de esta función de transferencia podremos desarrollar el sistema de control.

4.3.1. Linealización del modelo no-lineal.

Vamos a aplicar los conceptos anteriores a las ecuaciones del modelo alrededor de unas condiciones nominales de trabajo que son:.

$$T_{c0} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sb1} = -34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{si3} = -12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Los términos más repetidos son los que corresponden a las entalpías de los

refrigerantes. Para su cálculo se han utilizado las ecuaciones que aparecen en Cleland (1986). Estas ecuaciones, para el caso de líquido y vapor saturado, tienen la forma:

$$h = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 \quad [4.52]$$

Esta fórmula es un ajuste polinómico que, en el fondo, es un desarrollo en *Serie de Taylor*, del cual podemos eliminar los términos a partir del segundo para quedarnos con la aproximación lineal, que queda:

$$h = a_0 + a_1 \cdot T \quad [4.53]$$

El error cometido en esta aproximación se observa en la tabla siguiente, donde los valores en rojo corresponden a los valores nominales de trabajo.

Temperatura	Entalpía lineal	Error	Error en %	Diferencia de error con la Tª de trabajo	Error cometido en %
25	303101.75	686.284375	0.22642046	-131.527625	-0.04339389
30	326859.9	817.812	0.25020261	0	0
35	350618.05	881.148625	0.25131297	63.336625	0.01806428
40	374376.2	847.888	0.22648021	30.076	0.00803363
-10	1432265.46	-994.0434	-0.06940357	429.7434672	0.03000446
-12	1430425.15	-1423.78687	-0.09953592	0	0
-14	1428584.84	-1927.53919	-0.13492648	-503.7523184	-0.03526233
-32	1412022.07	-9581.72856	-0.67858207	1173.847566	0.08313238
-34	1410181.76	-10755.5761	-0.7627085	0	0
-35	1409261.61	-11365.0833	-0.8064566	-609.5071454	-0.04325011

Tabla 4.1
Errores cometidos en la linealización de la entalpía.

Como se puede comprobar el error cometido es pequeño y la aproximación lo suficientemente válida en el intervalo de trabajo considerado.

4.3.1.1 Linealización de los componentes

Se puede comenzar con la primera ecuación correspondiente al modelo del condensador.

$$\frac{dT_{c0}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{c0}} \cdot [m_{ca} \cdot h_{sca} - m_{ca} \cdot h_{co} - UA_c \Delta T] \quad [4.54]$$

El primer término a linealizar es m_{ca} , que se puede poner como:

$$m_{ca} = \frac{Q_{car} \cdot Y}{(h_{siv} - h_{co})} \quad [4.55]$$

Para linealizarlo lo primero que se hace es la linealización de las entalpías, según lo expuesto anteriormente:

1) $m_{ca} h_{co}$

$$m_{ca} h_{co} = \frac{Q_{ca} \cdot Y}{a_0 + a_1 \cdot T_3 - a_0 - a_1 \cdot T_0} (a_0 + a_1 \cdot T_0) \quad [4.56]$$

Ahora hay que proceder a linealizar este término según:

$$\begin{aligned} y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) &= f(x_{1o}, x_{2o}, \dots, x_{no}) + \left. \frac{\partial f}{\partial x_1} \right|_{x=x_o} (x_1 - x_{1o}) + \left. \frac{\partial f}{\partial x_2} \right|_{x=x_o} (x_2 - x_{2o}) \\ &+ \dots + \left. \frac{\partial f}{\partial x_n} \right|_{x=x_o} (x_n - x_{no}) \end{aligned} \quad [4.57]$$

$$\begin{aligned}
 &= 1.633783 \cdot Q_{ca} \cdot Y_o + 1.633783 \cdot Q_{ca} \cdot (Y - Y_o) + \\
 &\left[\frac{Q_{ca} \cdot Y \cdot a_1 \cdot (T_0 - T_3) - a_1 \cdot (Q_{ca} \cdot Y \cdot (a_1 \cdot T_0 + a_0))}{(a_1 \cdot (T_0 - T_3))^2} \right]_{\substack{Y=Y_o \\ T_0=T_{0_o} \\ T_3=T_{3_o}}} \cdot (T_0 - T_{0_o}) - \\
 &\left[\frac{Q_{ca} \cdot Y \cdot T_0}{(T_0 - T_3)^2} \right]_{\substack{Y=Y_o \\ T_0=T_{0_o} \\ T_3=T_{3_o}}} \cdot (T_3 - T_{3_o})
 \end{aligned} \quad [4.58]$$

simplificando la ecuación:

$$\begin{aligned}
 &= -0.170389775 \cdot Q_{ca} \cdot Y_o + 0.296180313 \cdot Q_{ca} \cdot Y - 2.46851 \cdot 10^{-4} \cdot Q_{ca} \cdot Y_o \cdot T_3 \\
 &+ 5.580878 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{ca} \cdot Y_o \cdot T_0
 \end{aligned} \quad [4.59]$$

2) $m_{ca} h_{sca}$

En este caso la entalpía h_{sca} es la correspondiente a la de salida de los compresores de alta. Para linealizar este término se parte de las ecuaciones propuestas por Cleland (1986) para el cálculo de entalpía correspondiente a una compresión isoentrópica:

$$\Delta h = \frac{c}{c-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right) \quad [4.60]$$

donde:

c = índice politrópico.

P_1 = Presión de aspiración (Pa).

P_2 = Presión de descarga (Pa).

v_1 = volumen específico del gas en la aspiración. (m^3/kg).

Donde la presión se puede calcular como:

$$P = e^{(a_1 - a_2 / (T + a_3))} \quad [4.61]$$

el volumen específico:

$$v_1 = e^{(b_1 - b_2 / (T + 273.15))} \cdot (b_3 + b_4 \cdot T_1 + b_5 \cdot T_1^2 + b_6 \cdot T_1^3) \quad [4.62]$$

y el índice politrópico:

$$c = c_0 + c_1 \cdot T_1 + c_2 \cdot T_1^2 + c_3 \cdot T_1 \cdot (T_2 - T_1) + c_4 \cdot T_1^2 \cdot (T_2 - T_1) + c_5 \cdot T_1 \cdot (T_2 - T_1)^2 + c_6 \cdot T_1^2 \cdot (T_2 - T_1)^2 + c_7 \cdot (T_2 - T_1) \quad [4.63]$$

La linealización de estas ecuaciones presenta tremendas dificultades si seguimos el método utilizado anteriormente. Por ello se ha preferido realizar una regresión lineal multivariable alrededor del punto de trabajo con una variación de $\pm 2^\circ \text{C}$.

$$\Delta h = b_1 + b_2 \cdot T_3 + b_3 \cdot T_0$$

$$\Delta h = -1.783013 \cdot 10^4 - 6586.634428 \cdot T_3 + 5047.813 \cdot T_0 \text{ con } R^2 = 0.999 \quad [4.64]$$

Entonces para calcular la entalpía de salida de los compresores de alta:

$$h_{\text{sca}} = h_{\text{siv}} + \Delta h$$

$$h_{\text{sca}} = (a_1 + a_2 \cdot T_3) + (b_1 + b_2 \cdot T_3 + b_3 \cdot T_0)$$

$$h_{\text{sca}} = 1423636.87 - 5666.480428 \cdot T_3 + 5047.813 \cdot T_0 \quad [4.65]$$

De esta manera se puede tratar ahora el producto $m_{\text{ca}} \cdot h_{\text{sca}}$ de la misma forma que $m_{\text{ca}} \cdot h_{\text{co}}$ y llegar a una expresión.

$$m_{\text{ca}} \cdot h_{\text{sca}} = -0.4060455 \cdot Q_{\text{ca}} \cdot Y_o + 1.4888479 \cdot Q_{\text{ca}} \cdot Y + 0.0109844 \cdot T_0 - 6.3759977 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{\text{ca}} \cdot Y_o \cdot T_3 \quad [4.66]$$

Otro término a linealizar es la diferencia de temperatura media logarítmica entre el medio refrigerante del condensador y el refrigerante, ΔT_c , que puede aproximarse utilizando solo la diferencia:

$$\Delta T_c \cong (T_{\text{ext}} - T_0) \quad [4.67]$$

Terminado esto no tenemos más que expresar todos los términos, y arreglar la ecuación, para que la variación de la temperatura de condensación sea función lineal de Y , T_0 , T_3 :

$$\frac{dT_0}{dt} = a_0 + a_1 \cdot Y + a_1 \cdot T_0 + a_1 \cdot T_3 \quad [4.68]$$

La segunda ecuación es la variación de la temperatura del separador de baja.

$$\frac{dT_{sb1}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{sb1}} \cdot [UA_e \cdot \Delta T_m - UA_i \cdot \Delta T_i - \dot{m}_{cb} \cdot h_{co} + \dot{m}_{cb} \cdot h_{sbv}] \quad [4.69]$$

En ella, los términos de la entalpía se linealizan igual que los anteriores, el término del caudal másico de los compresores de baja \dot{m}_{cb} se ha linealizado siguiendo el mismo método que el de los compresores de la etapa de alta presión, quedando en función de Q_{cb} y de X , la potencia frigorífica de los compresores de baja presión y su regulación de potencia, respectivamente.

El término debido a la diferencia logarítmica de temperatura se ha sustituido por la diferencia entre las dos temperaturas.

Se ha realizado un cambio importante para introducir una nueva variable de control. En el caso del control por termostato, el término UA_e pasa de *todo a nada*, es decir, se puede poner $UA_e \cdot Z$, siendo Z la variable de control que puede tomar los valores 0 o 1.

Entonces, la ecuación correspondiente:

$$\Phi_e = UA_e \cdot Z \cdot (T_2 - T_1) \quad [4.70]$$

Se procede a linealizarla mediante su desarrollo en *serie de Taylor*, con lo que se reduce a:

$$\Phi_e = a_0 + a_1 \cdot Z + a_2 \cdot T_1 + a_3 \cdot T_3 \quad [4.71]$$

Que hay que tener en cuenta de multiplicar este término en las ecuaciones correspondientes según estemos hablando la temperatura del separador de baja presión o en la de la temperatura de la cámara en la zona I.

El resultado de linealizar la ecuación es por tanto:

$$\frac{dT_1}{dt} = b_0 + b_1 \cdot X + b_2 \cdot Z + b_3 \cdot T_0 + b_4 \cdot T_1 + b_5 \cdot T_3 \quad [4.72]$$

La tercera ecuación a linealizar es la variación de la temperatura del separador intermedio:

$$\frac{dT_{si3}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{si3}} \cdot [m_{ca} \cdot h_{co} - m_{cb} \cdot h_{co} + m_{cb} \cdot h_{scb} - m_{ca} \cdot h_{siv} + UA_i \cdot \Delta T_i] \quad [4.73]$$

Una vez realizados los pasos de la linealización como en ecuaciones anteriores y considerando todos los términos, se obtiene una ecuación parecida a la anterior:

$$\frac{dT_3}{dt} = b_0 + b_1 \cdot Y + b_2 \cdot T_0 + b_3 \cdot T_3 \quad [4.74]$$

Por último, quedan las ecuaciones de las dos zonas de la cámara frigorífica. En cuanto a la zona I:

$$\frac{dT_{ca2}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{ca} \cdot X} [\Phi_{aper} + (\Phi_v + \Phi_{ce}) \cdot X + \Phi_{24} - \Phi_e] \quad [4.75]$$

En esta ecuación, el término Φ_e ya se ha linealizado anteriormente, y Φ_v se ha considerado constante. En cuanto al término Φ_{aper} , debido a su complejidad se ha procedido a ajustarlo como una ecuación de transferencia de calor entre el aire interior y exterior, que si es lineal.

$$\Phi_{aper} = K \cdot (T_{fab} - T_2) \quad [4.76]$$

Donde T_{fab} es la temperatura en el exterior de las cámaras, pero del interior de la fábrica y ha sido considerada constante, por lo que la ecuación se reduce a:

$$\Phi_{aper} = K_1 - K_2 \cdot T_2 \quad [4.77]$$

El mismo procedimiento se ha aplicada con Φ_{ce} considerando constante la temperatura exterior.

En cuanto al término Φ_{24} , como se puede escribir como:

$$\Phi_{24} = m_{24} \cdot (h_2 - h_4) \quad [4.78]$$

Se puede considerar, en este caso, que las variaciones de las condiciones de aire, en cuanto al contenido de agua, influyen poco en la entalpía, ya que estamos hablando de variaciones mínimas de agua a esas temperaturas. Por ello, se puede considerar entonces la variación de entalpía sólo debida a la variación de calor sensible por los cambios de temperatura:

$$\Phi_{24} = m_{24} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_4) = a_0 \cdot Z \cdot (T_2 - T_4) \quad [4.79]$$

Considerando que el caudal de aire que se intercambia va depender de nuestra variable de control de los ventiladores.

De esta manera, la ecuación de la zona I quedara al linealizar:

$$\frac{dT_2}{dt} = b_0 + b_1 \cdot Z + b_2 \cdot T_1 + b_3 \cdot T_2 + b_3 \cdot T_4 \quad [4.80]$$

De igual manera, para la ecuación de la zona II:

$$\frac{dT_{ca4}}{dt} = \frac{1}{(Mc)_{ca} \cdot (1-X)} [(\Phi_v + \Phi_{ce}) \cdot (1-X) - \Phi_{24}] \quad [4.81]$$

Linealizando y agrupando los términos correspondientes, se obtiene:

$$\frac{dT_4}{dt} = b_0 + b_1 \cdot Z + b_2 \cdot T_2 + b_3 \cdot T_4 \quad [4.82]$$

4.3.1.2 Obtención del modelo lineal

Una vez que se ha procedido a linealizar todas las ecuaciones se pasa a obtener el modelo lineal. Estas ecuaciones, así obtenidas, tienen la estructura de la representación de un sistema dinámico en espacio de estados. Estos sistemas tienen la estructura (Ogatta, 1998):

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A \cdot x + B \cdot u \\ y &= C \cdot x + D \cdot u \end{aligned} \quad [4.83]$$

donde:

x = vector de estado

u = vector de control

y = vector de salida.

Podemos identificar nuestro modelo linealizado con esa estructura si igualamos:

$T = \mathbf{x} = \mathbf{y}$ = El vector de salida y vector de estados es las variables de temperatura.

$X = \mathbf{u}$ = La regulación de potencia de los compresores y de los ventiladores de las cámaras es el vector de control.

De esta manera y partiendo de la base de que las transformadas de $x(t)$ y de $dx(t)/dt$ son:

$$\begin{aligned}\mathcal{L}[x(t)] &= x(s) \\ \mathcal{L}[x(t)] &= S \cdot x(s) - x(0)\end{aligned}\quad [4.84]$$

Suponiendo que los valores de las variables en $t=0$ son los valores de los puntos nominales especificados:

$X=2.572396$	$T_0 = 30^\circ\text{C}$	$Mc_c = 2096928.5 \text{ J/}^\circ\text{C}$
$Y=0.793202$	$T_1 = -34^\circ\text{C}$	$Mc_{sb1} = 2359637.1 \text{ J/}^\circ\text{C}$
$Z=0.9$	$T_2 = -25^\circ\text{C}$	$Mc_{cam} = 3449466.84 \text{ J/}^\circ\text{C}$
	$T_3 = -12^\circ\text{C}$	$Mc_{si3} = 1707750.8 \text{ J/}^\circ\text{C}$
	$T_4 = -21^\circ\text{C}$	$X_a = 0.25$

La transformada de cada variable y de las ecuaciones queda:

$$T_0 \cdot (S+4414.493) = 61277.432 - 383.109 \cdot T_3 + 106285.401 \cdot Y$$

$$\begin{aligned}T_1 \cdot (S+9453.645) &= -93484.552 - 526.841 \cdot T_0 + 9447.48 \cdot T_2 + 558.678 \cdot T_3 - \\ &\quad -18138.733 \cdot X - 4474.8 \cdot Z\end{aligned}$$

$$T_2 \cdot (S+7424.06) = 50861.39 + 4723.74 \cdot T_1 + 2528.965 \cdot T_4 - 47237.4 \cdot Z$$

$$T_3 \cdot (S+274.851) = 584182.323 + 18939.263 \cdot T_0 - 336.234 \cdot T_1 +$$

$$20833.098 \cdot \mathbf{X} - 89114.163 \cdot \mathbf{Y}$$

$$\mathbf{T}_2 \cdot (\mathbf{S} + 3194.133) = 7427.197 + 2700.32 \cdot \mathbf{T}_2 + 2527.4 \cdot \mathbf{Z} \quad [4.85]$$

Se puede agrupar entonces en forma matricial.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_0 \\ T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{bmatrix} \quad \bar{\mathbf{X}} = \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix}$$

A, **B**, **C** y **D** matrices de coeficientes y con función de transferencia siguiendo la representación de espacio de estados (Ogatta, 1998; Dorf y Bishop, 1998):

$$\mathbf{G}(\mathbf{S}) = \mathbf{C} \cdot (\mathbf{I} - \mathbf{B})^{-1} \quad [4.86]$$

De otra manera y sin realizar todavía la transformada de Laplace podemos expresar el modelo en forma matricial:

$$\mathbf{D} \cdot \mathbf{T} = \mathbf{C} + \mathbf{A} \cdot \mathbf{T} + \mathbf{B} \cdot \bar{\mathbf{X}}, \text{ que de otra manera } \mathbf{T} = \frac{\mathbf{A}}{\mathbf{D}} \cdot \mathbf{T} + \frac{\mathbf{B}}{\mathbf{D}} \cdot \bar{\mathbf{X}} + \frac{\mathbf{C}}{\mathbf{D}}$$

Renombrando variables y realizando la transformada de Laplace:

$$S \cdot T(s) = \frac{A}{S} + B \cdot T(s) + C \cdot X(s), \text{ reagrupando}$$

$$(S \cdot I - B) \cdot T(s) = \frac{A}{S} + C \cdot X(s) \text{ o de otra forma}$$

$$T(s) = (S \cdot I - B)^{-1} \cdot \frac{A}{S} + (S \cdot I - B)^{-1} \cdot C \cdot X(s) \quad [4.87]$$

En forma de diagrama de bloques:

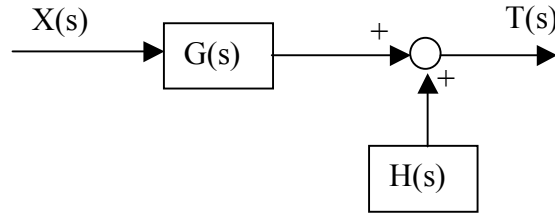


Figura 4.14
Diagrama de bloques del modelo lineal.

$$G(s) = (s \cdot I - B)^{-1} \cdot C \quad [4.88]$$

$$H(s) = (s \cdot I - B)^{-1} \cdot A/s \quad [4.89]$$

Representando $H(s)$ las perturbaciones que afectan al resto del sistema y $G(s)$ la función de transferencia del sistema que representa la dinámica del sistema cámara-instalación frigorífica.

4.4 Determinación de los lazos de control

Una vez determinado el modelo lineal del sistema, que ha permitido obtener las funciones de transferencia entre las variables, es necesario determinar si el control a realizar va a ser del tipo Multivariable, múltiples entradas-múltiples salidas, (*Multiple Input Multiple Output*, MIMO) o Monovariable, una entrada-una salida, (*Single Input Single Output*, SISO).

El modelo obtenido en principio es un sistema multivariable, ya que se han considerado 3 entradas y 3 salidas.

Entradas:

X : Regulación de potencia de los compresores de baja presión

Y : Regulación de potencia de los compresores de alta presión

Z : Regulación de potencia de los evaporadores de la cámara

Salidas:

T_{sb1} : Tª del separador de baja presión

T_{si3} : Tª del separador de presión intermedia.

T_{ca4} : Temperatura en el interior de la cámara.

Para un análisis exhaustivo de este sistema hay verificar las relaciones entre las variables para poder elegir los mejores lazos de control o, en su defecto, optar por un sistema multivariable de control. Una forma de analizar este problema es realizar un análisis de ganancias relativas, el cual nos da información sobre las relaciones que existen entre las diversas entradas y salidas del sistema.

4.4.1 Análisis de Ganancia Relativa (RGA)

Cuando se plantea el control de un sistema multivariable (MIMO), con n entradas y n salidas, existen $n!$ diferentes configuraciones (emparejamientos variable de entrada-salida x_i-y_i) para formar los lazos de control. Esto es debido a que en los sistemas multivariables las entradas no afectan solo a su propia salida sino a otras salidas del sistema. Un ejemplo se encuentra en el siguiente sistema MIMO (2x2) compuesto por dos variables de entrada y dos de salida:

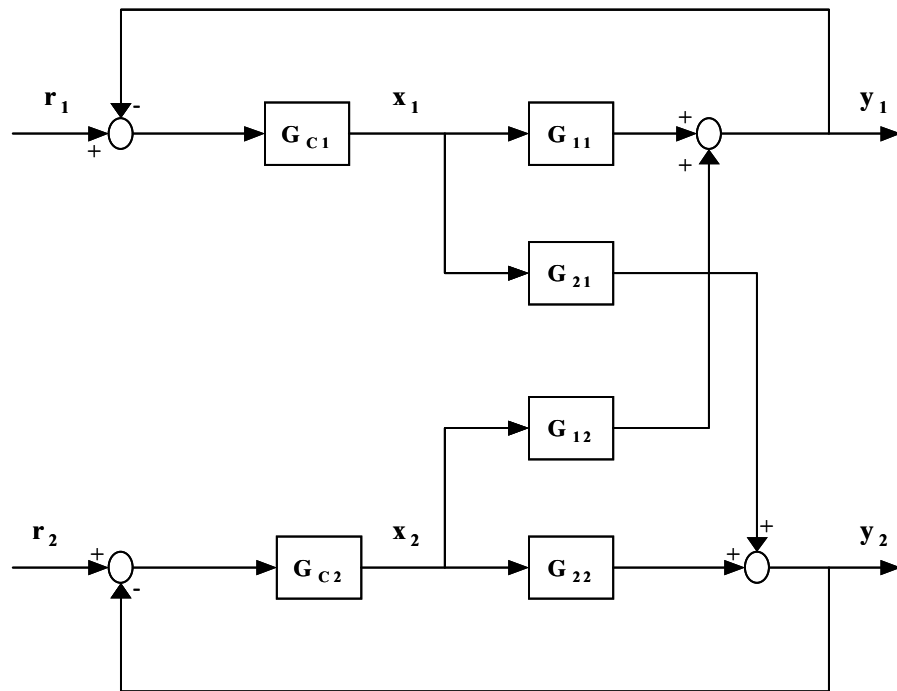


Figura 4.15
Diagrama de bloques de un sistema MIMO 2 x 2.

donde:

r_i = es la referencia de la variable i-ésima.

x_i = variable de entrada i-ésima.

y_i = salida del sistema.

G_{ii} = función de transferencia del sistema x_i - y_i .

G_{ij} = funciones de transferencia de acoplamiento.

Este tipo de sistema da lugar a las funciones de transferencia de acoplamiento que modifican las demás salidas.

Para proceder a la síntesis de un controlador hay que recurrir entonces al siguiente procedimiento:

- Determinar el mejor emparejamiento (Variable manipulable - Variable de control).
- Determinar la interacción o el grado de acoplamiento de los lazos de control en las demás salidas.
- Definir la estrategia de control a utilizar. Por ejemplo, si la interacción es pequeña, entonces se puede proceder a descomponer el sistema de control en estructuras SISO según los emparejamientos utilizando por ejemplo PID monovariantes.
- Si la interacción es grande se tendrán que utilizar técnicas de control multivariable para sistemas MIMO.

Moreira (2001) analiza este tipo de sistemas poniendo como ejemplo un sistema de mezcla como es el caso de un biorreactor para proceder a su control utilizando la técnica denominada Análisis de Ganancia Relativa RGA.

Para resolver el problema de buscar los mejores emparejamientos y determinar el grado de acoplamiento entre los lazos de control se propuso el Análisis de Ganancia Relativa (RGA) como solución a dichos problemas (Bristol, 1966; García-Sanz, 1997b; Moreira, 2001).

Para ello, se plantea la interacción, o el grado de acoplamiento de los sistemas, como el cambio de la ganancia del sistema debido a la influencia de los lazos de control. Ello implica que el RGA estudia el sistema en régimen estacionario y no garantiza las interacciones dinámicas.

Entonces, se deberá aplicar el Teorema del valor final (Ogatta, 1998) para conseguir la ganancia en régimen estacionario de un sistema descrito según su función de transferencia $G(s)$:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} G(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot G(s) \quad [4.89]$$

El método propuesto para el desarrollo del RGA es el siguiente (García-Sanz, 1997b):

1) Cálculo de las ganancias K_{OFF}

Esta ganancia es la relación entre la salida y_i y la entrada x_j cuando el resto de lazos están desconectados (OFF), es decir, cuando el resto de variables manipulables es constante, $x_k = \text{constante}$:

$$K_{OFF} = \left(\frac{\Delta y_i}{\Delta x_j} \right)_{x_k = cte \quad k \neq j} \quad [4.90]$$

2) Cálculo de las ganancias K_{ON} .

Es la ganancia en lazo abierto entre y_i y x_j cuando el resto de lazos están conectados (ON), es decir, cuando el resto de variables de control $y_k = \text{constante}$:

$$K_{ON} = \left(\frac{\Delta y_i}{\Delta x_j} \right)_{y_k = cte \quad k \neq i} \quad [4.91]$$

3) Cálculo de las ganancias relativas λ_{ij} .

Es la relación (K_{OFF}/K_{ON}). Describe la variación relativa de la ganancia del lazo ij , comparando su valor, en el caso de que los otros lazos no actúen (*OFF*), respecto al caso en que actúen los otros lazos.

$$\lambda_{ij} = \frac{K_{OFF}(ij)}{K_{ON}(ij)} = \frac{\left(\frac{\Delta y_i}{\Delta x_j} \right)_{x_k=cte \quad k \neq j}}{\left(\frac{\Delta y_i}{\Delta x_j} \right)_{y_k=cte \quad k \neq i}} \quad [4.92]$$

4) Interpretación de la matriz de ganancias relativas.

Una vez calculadas se puede proceder a la construcción de la matriz de ganancias relativas Λ que tiene la siguiente forma:

$$\Lambda = \begin{bmatrix} x_1 & \cdots & x_n \\ \lambda_{11} & \cdots & \lambda_{1n} \\ \vdots & \cdots & \vdots \\ \lambda_{1n} & \cdots & \lambda_{nn} \end{bmatrix} \begin{matrix} y_1 \\ \vdots \\ y_n \end{matrix} \quad [4.93]$$

Para seleccionar los lazos de control, se emparejaran los valores ($x_j - y_i$) que tengan una ganancia relativa λ_{ij} positiva y más próxima a la unidad. Esta matriz Λ tiene además las siguientes propiedades:

- La suma de los elementos de cada columna suma la unidad.
- La suma de los elementos de cada fila suma la unidad.
- Es invariante a la escala.

En cuanto al grado de acoplamiento de los lazos de control, se puede observar interpretando la ganancia relativa λ_{ij} :

- Si $\lambda_{ij} = 0$ entonces y_i no responde a x_j . Luego x_j no debe utilizarse para controlar y_i .

- Si $\lambda_{ij} = 1$ entonces x_k no afecta a y_i . No hay interacción. Los lazos están desacoplados totalmente. Luego x_j debe utilizarse para controlar y_i ya que x_j es la única variable que afecta a y_i .

- Si $0 < \lambda_{ij} < 1$ existe interacción. Esto implica que $K_{ON} > K_{OFF}$. Se refuerza la ganancia entre el acoplamiento ($x_j - y_i$).

- Si $\lambda_{ij} > 1$ existe interacción. Esto implica que $K_{ON} < K_{OFF}$, luego se inhibe la ganancia ($x_j - y_i$).

- Si $\lambda_{ij} < 0$ existe interacción. Esto implica que K_{ON} o K_{OFF} es menor que 0, luego hay efectos contrarios en la ganancia ($x_j - y_i$).

A la hora de calcular esta matriz de ganancias relativas Λ existen dos métodos, el método matricial y el método de derivadas parciales.

El método de derivadas parciales se plantea en el caso que se conozcan las ecuaciones físicas por medio de la definición de λ_{ij} en derivadas parciales:

$$\lambda_{ij} = \frac{\left(\frac{\partial y_i}{\partial x_j} \right)_{x_k = cte \quad k \neq j}}{\left(\frac{\partial y_i}{\partial x_j} \right)_{y_k = cte \quad k \neq i}} \quad [4.94]$$

El método matricial se utiliza cuando lo que tenemos es el sistema MIMO en forma matricial, con cada elemento de la matriz las funciones de transferencia correspondiente. En ese caso aplicamos a la función $\mathbf{Y} = \mathbf{A}(s) \cdot \mathbf{X}$, como se ha comentado antes el *Teorema del valor final* (Ogatta, 1998) con lo que obtenemos una matriz de ganancias que tiene la siguiente forma $\mathbf{Y} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{X}$,

donde:

\mathbf{X} son las variables manipulables.

\mathbf{Y} son las variables de control.

Entonces la matriz de ganancia relativas Λ puede calcularse con la expresión:

$$\Lambda = \mathbf{A} \otimes (\mathbf{A}^{-1})^T \quad [4.95]$$

Donde \otimes es el producto de dos matrices elemento a elemento.

4.4.2. Obtención de las frecuencias nominales de trabajo.

Según las instalaciones modelizadas la máxima frecuencia de trabajo que puede tomar la señal de control es $1/38 \text{ s}^{-1}$ que es el inverso de un ciclo de control del autómatas que controla los compresores.

Pero para calcular la frecuencia nominal a la que trabaja el sistema hay que encontrar la frecuencia más característica en las señales de control. Para ello, se han registrado estas señales en un fichero al que se le ha aplicado la *Transformada discreta de Fourier* (FFT) para obtener las frecuencias más importantes.

El resultado ha sido, ver la Figura 4.16 que representa el periodograma:

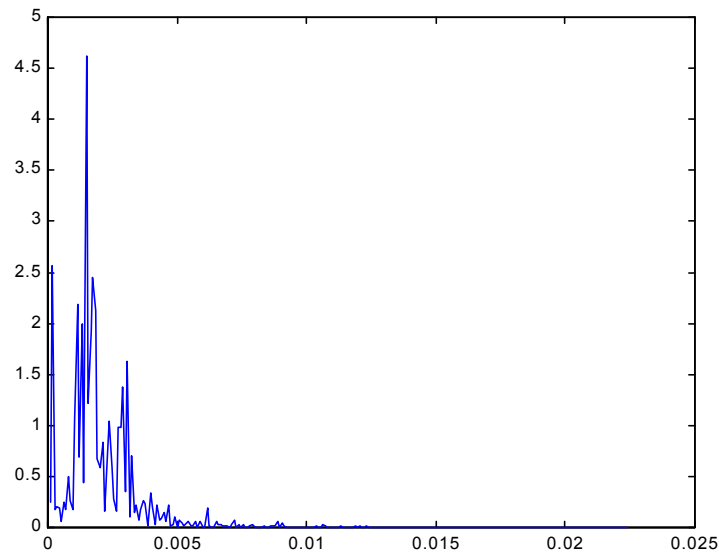


Figura 4.16
Periodograma de la señal de control de los compresores de baja.

La frecuencia más significativa es 0.0015 Hz

En el caso de los compresores de alta presión, se ha obtenido el periodograma de la Figura 4.17:

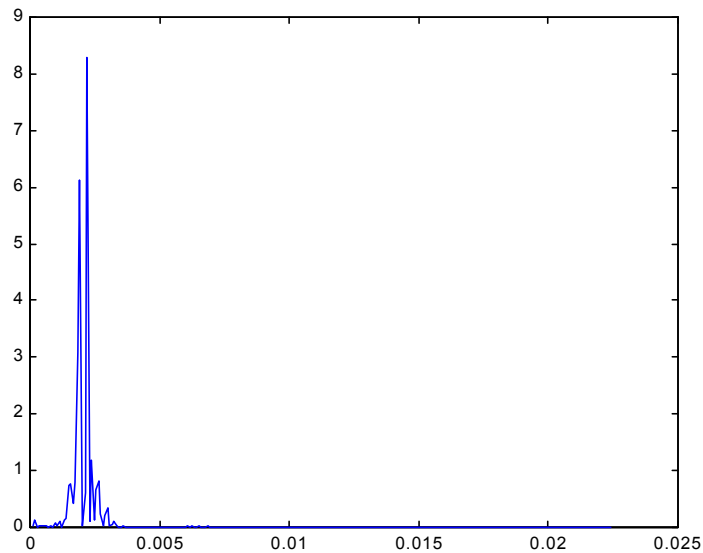


Figura 4.17
Periodograma de la señal de control de los compresores de alta.

De este modo, la frecuencia nominal de trabajo en la señal de control de los compresores de alta presión es de 0.0018 Hz.

4.5 Desarrollo del sistema de control

Una vez desarrollado el análisis del sistema mediante la técnica RGA, este estudio, como se verá en el capítulo de resultados, concluye que el diseño del sistema de control puede dividirse en tres sistemas SISO, simplificando de esta manera el

diseño de los sistema de control. Estos tres sistemas SISO conllevan los siguientes lazos de control:

- 1) Lazo de control entre la temperatura del separador de baja y la regulación de los compresores de baja.

$$\frac{T_1(s)}{X(s)} = G_1(s) \cdot P_{11}(s) \quad [4.96]$$

- 2) Lazo de control entre la temperatura del separador intermedio y la regulación de los compresores de alta.

$$\frac{T_3(s)}{Y(s)} = G_2(s) \cdot P_{22}(s) \quad [4.97]$$

- 3) Lazo de control entre la temperatura interior de la cámara y la regulación de potencia frigorífica de los evaporadores.

$$\frac{T_4(s)}{Z(s)} = G_3(s) \cdot P_{33}(s) \quad [4.98]$$

Los dos primeros lazos de control regulan la temperatura de los recipientes separadores de baja y alta presión, respectivamente. De estos recipientes no se conocen los valores de la temperatura a lo largo del tiempo sino sólo los rangos entre los que se desenvuelven, gracias a los estadillos de mantenimiento. Sin embargo estos datos son suficientes para validar el modelo de comportamiento de los compresores, calculando su consumo de energía, del que se disponen de datos temporales. Este consumo de energía es un objetivo fundamental en el control de una instalación frigorífica.

Pero, la falta de datos no permite el diseño de los lazos de control establecidos

anteriormente mediante una técnica como el QFT. Sin embargo, los controladores basados en lógica borrosa (FLC), permiten el control de un sistema que plantea una cierta incertidumbre y no-linealidad en los parámetros, e incluso pueden ser desarrollados, basándose solamente en el conocimiento del funcionamiento de la instalación. Por ello los dos primeros lazos de control serán diseñados mediante controles FLC que aseguren el comportamiento de la instalación frigorífica y se va a tratar de optimizar el consumo de energía modificando estos controles.

En cuanto al otro lazo de control, el establecido por la temperatura de consigna de la cámara de conservación de congelados, se va a utilizar una técnica de control novedosa como el QFT que permite un elevado tratamiento de la incertidumbre y la no-linealidad a través del uso de la función de transferencia, con la ventaja de las múltiples especificaciones de control que ofrece.

4.5.1 Desarrollo del sistema de control QFT

Previamente al comienzo del desarrollo del control, como resultado del análisis RGA, se ha observado el desacoplo cruzado entre las variables de control y las variables de salida, lo que lleva a tener tres sistemas SISO en vez de uno MIMO. Por ello, se ha decidido desarrollar el sistema de control de la temperatura de las cámaras frigoríficas mediante QFT. Por el análisis de RGA se demuestra, algo que por otra parte es obvio, que la variable de control va a ser Z , variable que controla la puesta en marcha de los ventiladores de los evaporadores.

Para poder regular estos ventiladores, se propone optar por variar la velocidad de éstos, regulando de esta manera la potencia frigorífica desarrollada por los

evaporadores.

Se ha optado diseñar un control QFT, por dos motivos:

1) permite realizar variadas especificaciones de control, como el rechazo a las perturbaciones, las cuales, como las aperturas de puertas, se ha comprobado que son las que más influyen en el sistema.

2) Permite realizar el control basándose en la incertidumbre del sistema, lo cual es para nuestro caso una doble ventaja, ya que podemos variar los parámetros para:

- a) Absorber las variaciones no-lineales del sistema.
- b) Modelizar las incertidumbres de los propios parámetros modelizados.

Estas ventajas, suponen un gran aumento de las posibilidades de que el control funcione en el ámbito industrial, ya que vamos a garantizar que, a pesar de que el modelo en el que nos vamos a basar no sea del todo exacto y de que las propias condiciones varíen, nuestro control garantice unas condiciones determinadas en la cámara.

De una manera más concreta el proceso de diseño del control ha seguido las fases que se exponen a continuación.

4.5.1.1 Obtención de las Plantillas (Templates)

Como se ha visto en el capítulo de introducción al QFT, es vital la construcción de los *templates* para el diseño del QFT. Estos *templates* deben reflejar todo lo

anteriormente dicho sobre la incertidumbre y la no-linealidad.

Se procedió a analizar las causas de las variaciones de los parámetros y a cuantificar su valor, de forma que con este procedimiento se ha determinado lo que se indica a continuación:

Potencia frigorífica de los compresores

Para los compresores de baja, a partir de los datos del fabricante de los compresores sabemos que la variación de potencia aproximada es de 11000 W, en condiciones nominales, entre los casos de presiones de aspiración y descarga mas alejados. Por otro lado, hay que tener en cuenta también la antigüedad de los compresores, por lo que nuestro punto nominal estará entre esos dos casos:

$$Q_B = 21480 \pm 4296$$

Para los compresores de alta, de la misma manera, se obtiene:

$$Q_A = 89115.69 \pm 17823.138$$

Condensador

Aquí tenemos tres términos que varían:

UA_C , que se hace variar alrededor de $\pm 5\%$ ya que no conocemos directamente su valor.

T_{mr} , que es la temperatura del medio refrigerante, en este caso el agua, y va a variar su valor enormemente en función de las condiciones climáticas, se hará variar según los estadillos de los operarios de mantenimiento, en 18°C.

Mc_{c0} , que es la masa térmica del condensador, que varía en función de la densidad del refrigerante según la temperatura de condensación y en función de la cantidad de refrigerante que se almacene en el condensador. No disponemos de datos, por lo que se adopta un margen de $\pm 5\%$.

Separador de baja presión de inyección total.

Para este equipo, se tendrán:

Mc_{sb1} , como en el resto de parámetros supondremos una variación de $\pm 5\%$ en su valor.

UA_e , este término aparece multiplicado por el número de evaporadores. De la gráfica en la que se ha estimado este valor se calcula el valor máximo y mínimo con los que se podrá implementar la variación de este parámetro, (Figura 4.18).

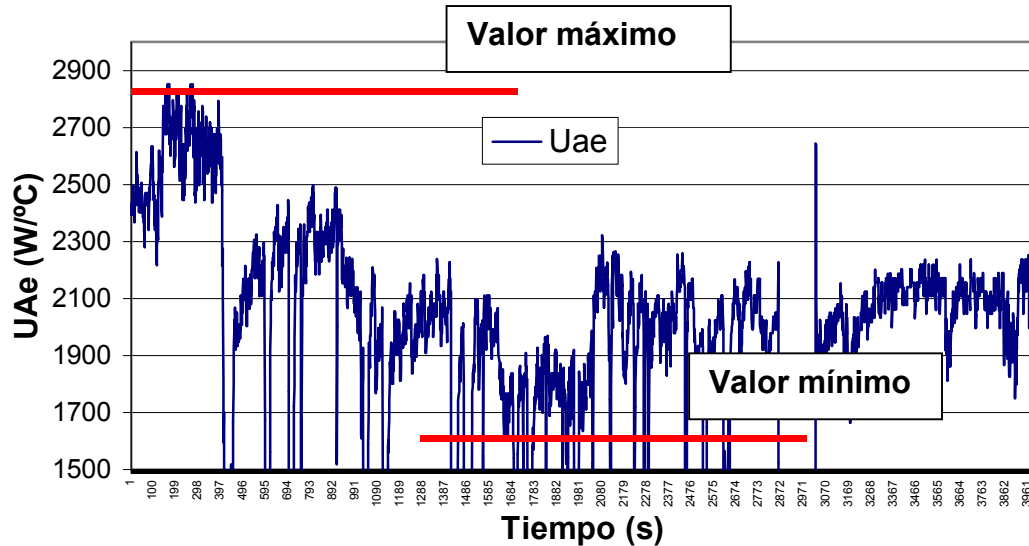


Figura 4.18

Gráfico de la variación del coeficiente UA_e a lo largo del tiempo.

Cámara frigorífica de conservación de congelados.

Φ_{aper} , en el modelo lineal se ha supuesto una temperatura en los alrededores de la puerta constante, para calcular su variación se estima su variación en $\pm 2.5^\circ\text{C}$, que es la magnitud que se ha observado.

Φ_{ce} , en este caso este parámetro varía debido: 1) al coeficiente global de transmisión de calor $\pm 7.5\%$, que es aproximadamente la diferencia entre el valor mínimo y máximo medido y 2) La temperatura exterior, cuya variación es mayor al considerarse la máxima y mínima de todo el año de la zona, lo que nos da aproximadamente $\pm 20^\circ\text{C}$ respecto a la nominal.

Φ_{24} , Este término varía desde el mínimo, cuando el ventilador de los evaporadores se detiene, hasta un valor de +5% del valor nominal, por los posibles errores en su estimación.

Separador intermedio de inyección parcial.

Mc_{si3} , la masa térmica del separador intermedio de inyección parcial, tendrá una variación de un $\pm 5\%$, como en el resto de masas térmicas.

UA_i , es uno de los términos con mayor variación estimada debido a la importancia que tiene en las ecuaciones, y a que se ha calculado en estado estacionario y de una manera teórica. Se va a suponer una variación de $\pm 15\%$.

El modelo lineal anteriormente obtenido presenta variaciones en 16 parámetros, lo que supone que debemos calcular, si consideramos los puntos mínimo, máximo y nominal de los intervalos de variación, 3^{16} sistemas distintos. Esto significa 43,046,721 sistemas diferentes, lo que implica calcular para cada uno de esos sistemas, la función de transferencia $G(s)$ que necesita el cálculo de una matriz inversa de 5×5 . Esto es un costo computacional demasiado elevado, por lo que se ha optado calcular sólo el punto máximo y mínimo, con lo que se tiene solamente $2^{16} = 65536$ plantas distintas.

Además de la variación de los parámetros hay que tener en cuenta el intervalo de frecuencia a considerar y las frecuencias que van a ser elegidas dentro de ese intervalo, para seleccionarlas y calcular así la variación de los parámetros a esas frecuencias.

Se parte de la base de que la frecuencia máxima viene impuesta por el propio sistema de control, con un periodo de 38 s/ciclo igual a una $f=0.02631$ Hz, que pasado a radianes por segundo será:

$$\omega = 2 \pi f = 2 \pi 0.002631 = 0.1653 \text{ rad/s}$$

Por otra parte, la frecuencia nominal de trabajo según lo visto anteriormente será:

$$f = 0.0015 \text{ Hz}$$

$$\omega = 2 \pi f = 2 \pi 0.0015 = 0.00942477 \text{ rad/s} \quad [4.99]$$

y calculando un intervalo que contenga estas dos frecuencias:

$$\omega = [0.00471 \ 0.00942477 \ 0.06421 \ 0.119 \ 0.1653]$$

En este intervalo se va a proceder a calcular todos los sistemas, por lo que se obtendrá $5 \times 65536 = 327,680$ sistemas.

Para poder calcular todas las plantas se ha construido un programa específico. Este programa calcula para cada una de las variaciones y para cada una de las frecuencias del sistema, una planta distinta cada vez, resolviendo el sistema representado por la función de transferencia. En nuestro caso, al acoplar las variables de control a una salida determinada por los resultados del RGA, tenemos la función de transferencia:

$$\frac{T_4(s)}{Z(s)} = G_3(s) \quad [4.100]$$

El resultado de esta computación es una nube de puntos que reflejan las variaciones de los parámetros a cada frecuencia, tal como se ve en la Figura 4.19.

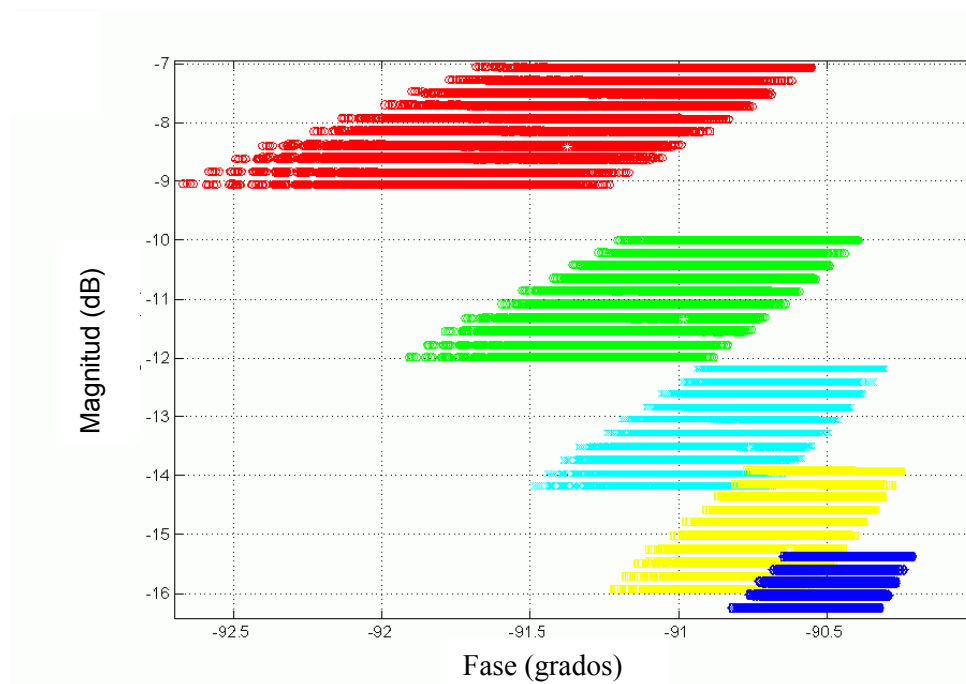


Figura 4.19

Variación de los parámetros a varias frecuencias del sistema entre la temperatura de la cámara y la señal de regulación de los evaporadores.

Una vez realizado este cálculo, se ha procedido a buscar los contornos con una función diseñada especialmente para poder ser utilizada en este tipo de datos. Mediante la utilización de esa función se obtendrá posteriormente los *templates*. Por ejemplo, en la Figura 4.20 se muestra un contorno obtenido de la Figura 4.19.

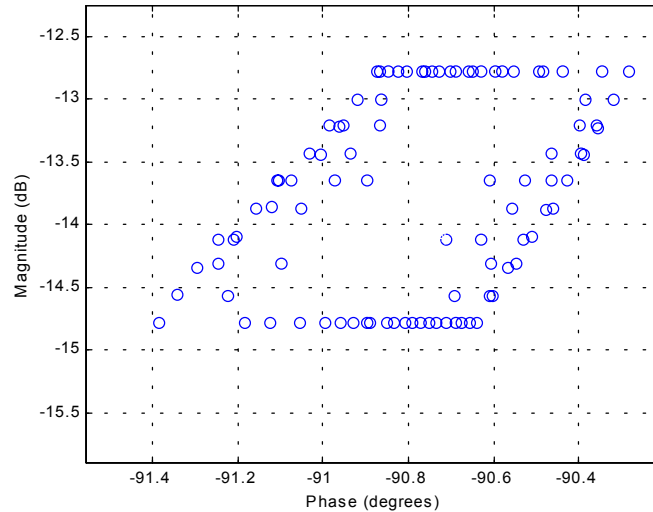


Figura 4.20
Contorno del template a la frecuencia nominal.

4.5.1.2 Obtención de las especificaciones de control.

Se ha considerado que con dos especificaciones de control es suficiente para controlar correctamente las cámaras:

1) *Estabilidad Robusta (Tipo 1)*

Esta especificación va a asegurar que el control se comporta correctamente independientemente de cualquier variación. Como se ha expuesto anteriormente, Bierson(1988) aconseja que como criterio práctico:

$$\mu \leq 1.5 = 3.52 \text{ db} , \text{ pero en este caso se elige } \mu = 1.5$$

2) *Rechazo a las perturbaciones (Tipo 2)*

El motivo de usar este tipo de especificación es que las perturbaciones más importantes, como las debidas a aperturas de puertas y las perdidas por las paredes, se producen a frecuencias bajas. Lo que nos interesa es que el sistema ignore estas perturbaciones. Estas perturbaciones, como se representan en la Figura 4.21, se producen a la salida del sistema, por lo que son perturbaciones de tipo D.

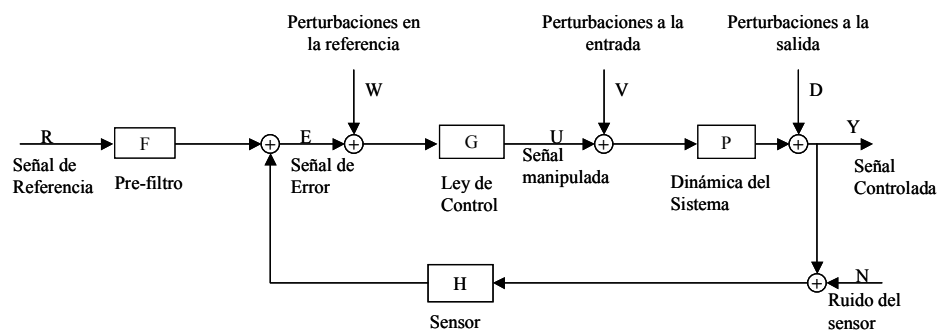


Figura 4.21

Diagrama de bloques de un sistema de control típico.

Para ello, se debe obligar a que la función de transferencia entre $Y(s)/D(s)$, que nos relaciona la salida del sistema y las perturbaciones a la salida, sea lo más baja posible a frecuencias bajas.

De esta manera, se define la frecuencia de corte de la función de transferencia, como aquella que va a ser la máxima frecuencia a la que se van a abrir las puertas de la cámara. Este periodo se va a considerar como una vez cada 2 minutos, lo que implica una frecuencia de 0.05 rad/s, y la atenuación va a ser considerada de 20 db por década. En definitiva que tenga la forma siguiente:

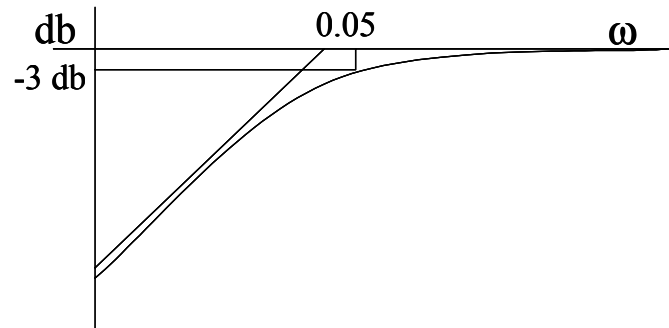


Figura 4.22

Diagrama de Bode de la respuesta que queremos que tenga el sistema $Y(s)/D(s)$.

Ese tipo de repuesta la ofrece la función de transferencia:

$$T(s) = \frac{s}{s + K}, \text{ identificando según lo expuesto anteriormente } K=0.0214 \text{ con la}$$

respuesta frecuencial, tal como se muestra en la Figura 4.23.

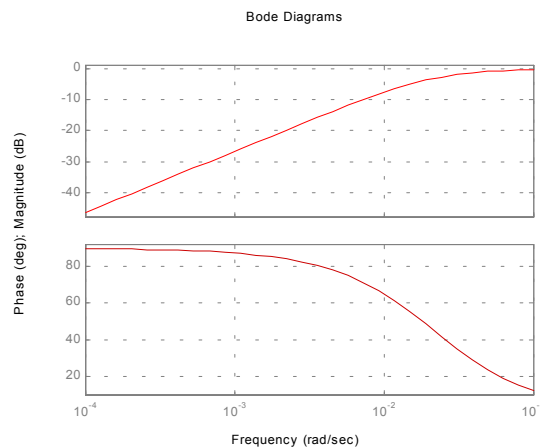


Figura 4.23

Diagrama de Bode de la especificación de Rechazo a las Perturbaciones.

Una vez obtenidas las especificaciones, se procede con el *toolbox* de Matlab de QFT (Borghesani *et al*, 1996) a realizar los *bounds* correspondientes, conforme se ha explicado en el capítulo de introducción al QFT, obteniendo:

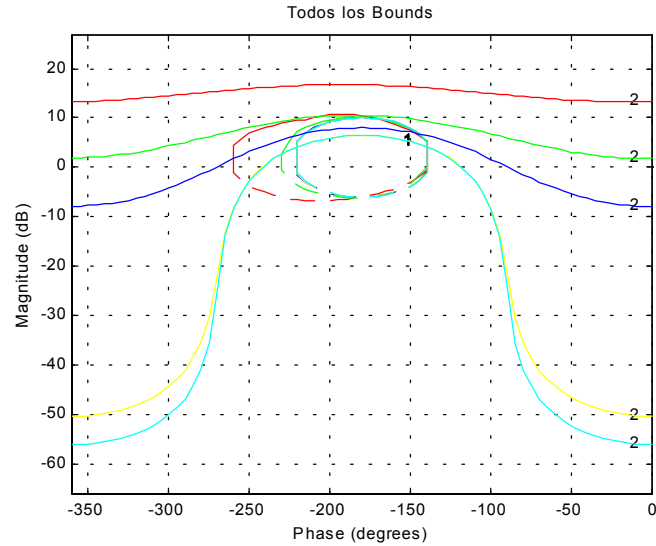


Figura 4.24

Diagrama de Nichols de las especificaciones propuestas.

4.5.1.3 Obtención del sistema de control

Para realizar el control se ha utilizado una herramienta proporcionada por el *toolbox* de QFT de MATLAB denominada *lpshape* que permite diseñar el control QFT de una manera gráfica a partir de los especificado en el capitulo de introducción al QFT, ver Figura 4.25

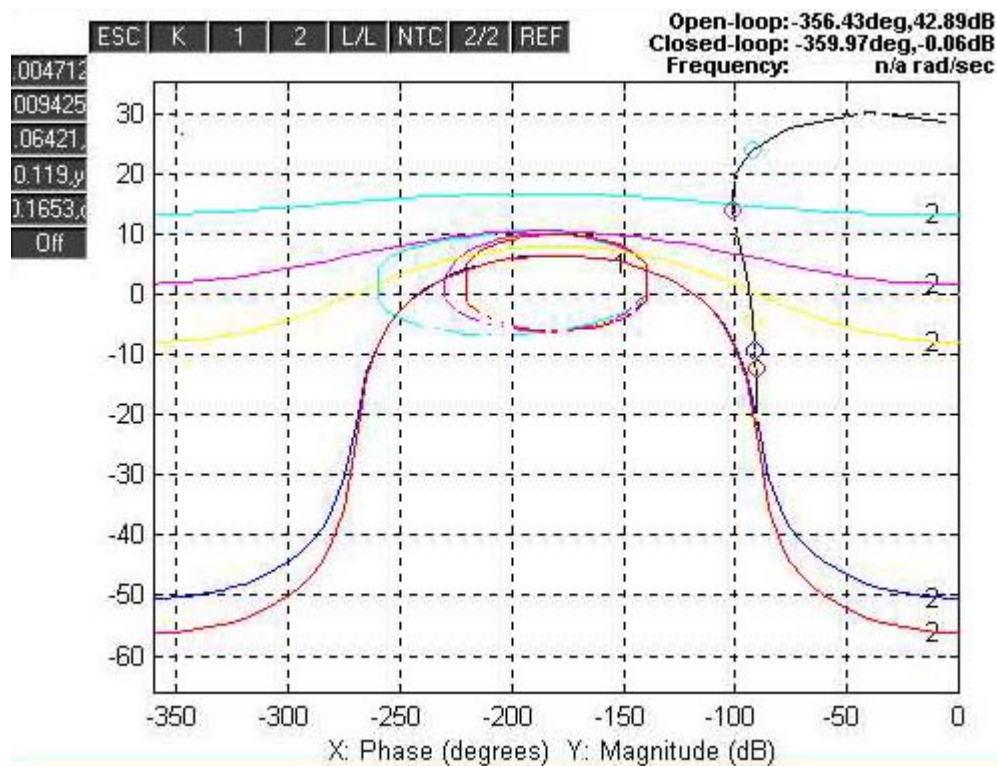


Figura 4.25

Diagrama de Nichols del sistema antes de realizar el control, con las especificaciones de QFT.

4.5.2 Desarrollo de los sistemas de control asociados a los compresores.

Debido a la incertidumbre sobre los parámetros y a la no-linealidad del sistema el control borroso se ajusta perfectamente a las necesidades de control para el resto del sistema.

Por los motivos anteriormente expuestos los lazos de control:

$$\frac{T_1(s)}{X(s)} = G_1(s) \quad \frac{T_3(s)}{Y(s)} = G_2(s) \quad [4.101]$$

no se han realizado mediante QFT sino que se va a utilizar un control borroso, que será diseñado directamente sobre el modelo no-lineal.

Para estos controles se va a utilizar el tipo de controlador FLC-PI (*Fuzzy Logic Control Proportional Integral*), con entradas error y velocidad del error en las temperaturas de los separadores, y como salida el incremento en la acción de control de los compresores.

$$SI \ E(e) \ Y \ DE(\dot{e}) \ ENTONCES \ CU(u)$$

Por una parte, se utiliza un control FLC-PI, porque se ha probado que si un control PI tradicional mantiene estable el sistema, si éste se reemplaza por un FLC-PI el sistema mantiene la estabilidad (Malki *et al*, 1994).

Por otra parte, según el tipo de funciones de pertenencia o las normas y conormas utilizadas, el control FLC-PI no es equivalente a un control PI tradicional, convirtiéndose de esta forma en un control no-lineal (Ying *et al*, 1990).

El control de entrada tenía que ser simple para que pueda ser fácilmente implementado. Por ello, se tomo un universo de discurso uniforme y normalizado. Las funciones de pertenencia serán del tipo polinómico y el método de desborrosificación será el de Centro de Gravedad (COA). Esto convierte al control, como se ha expuesto anteriormente, en un control no-lineal.

velo\ error	NG	NP	ZE	PP	PG
NG	NG	NP	PG	PG	PG
NP	NG	NG	PP	PG	PG
ZE	NG	NP	ZE	PP	PG
PP	NG	NG	NP	PP	PG
PG	NG	NG	NG	PP	PG

Tabla 4.4 Tabla de reglas del control FLC.

Como se refleja en la tabla de reglas (Tabla 4.4), se ha dividido el universo de discurso del error y de la velocidad del error en cinco etiquetas lingüísticas que se reparten de una manera simétrica por todo el universo de discurso.

4.5.2.1 Cálculo del óptimo de la presión intermedia.

Los sistemas frigoríficos necesitan de una doble etapa de compresión cuando la relación de compresión alcanza un valor aproximado de 8 ó 9. A partir de aquí es conveniente realizar la compresión en dos escalones para evitar temperaturas de descarga demasiado elevadas y, en general, para mejorar el rendimiento energético de la instalación (López, 1994).

La utilización de la doble compresión obliga a elegir una presión intermedia que será la de descarga de los gases de la etapa de compresión de baja presión y también la presión de aspiración de la etapa de compresión de alta presión.

Esta elección es muy delicada ya que de ella depende principalmente el

consumo energético total de la instalación frigorífica, como se puede deducir fácilmente del ejemplo siguiente (Figura 4.26):

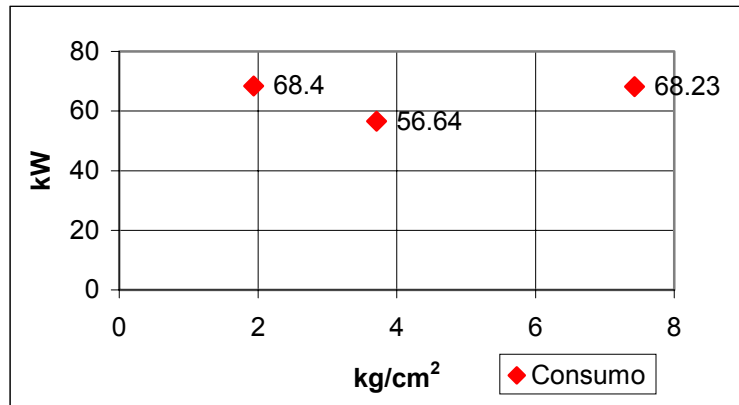


Figura 4.26

Consumo eléctrico de un sistema de doble compresión a diferentes presiones intermedias (elaboración propia).

Los distintos autores proponen diversos sistemas para la elección de la presión intermedia, aunque la forma más clásica es elegirla de forma que en las dos etapas de compresión se tenga la misma relación de compresión (López, 1995):

$$P_{\text{intermedia}} = \sqrt{P_{\text{evaporación}} \cdot P_{\text{condensación}}} \quad [4.102]$$

Stoecker (1998) justifica la elección de esta ecuación porque la variación de consumo es pequeña respecto al punto óptimo. Pero el ahorro de energía que supone la elección de un punto de funcionamiento óptimo siempre es una ventaja (López, 1995)

De hecho, existen numerosos estudios donde se proponen diversos métodos para el cálculo de esta presión intermedia.

Koelet (1997) analiza varias ecuaciones propuestas por diversos autores. Por

ejemplo la ecuación alternativa siguiente:

$$P_{\text{intermedia}} = \sqrt{P_{\text{evaporación}} \cdot P_{\text{condensación}}} + 0.35 \text{ (bar)} \quad [4.103]$$

aunque también propone la siguiente expresión:

$$P_{\text{intermedia}} = \frac{T_{\text{condensación}} \cdot \sqrt{P_{\text{evaporación}} \cdot P_{\text{condensación}}}}{T_{\text{evaporación}}} \quad [4.104]$$

Sin embargo, es posible aprovechando la modelización en régimen dinámico de los compresores establecer una ecuación obtenida en base al cálculo del punto óptimo. Así, si se parte de:

$$\text{Consumo Total} = \text{Consumo}_{\text{compresores BAJA}} + \text{Consumo}_{\text{compresores ALTA}} \quad [4.105]$$

Y se ajusta el consumo de los compresores a una ecuación en función de la relación de compresión:

$$\text{Consumo}_{\text{compresores BAJA}} = a_1 + a_2 \left(\frac{P_i}{P_e} \right) \quad [4.106]$$

$$\text{Consumo}_{\text{compresores ALTA}} = b_1 + b_2 \left(\frac{P_c}{P_i} \right) \quad [4.107]$$

siendo: P_c , P_i y P_e la presión de condensación, intermedia y de evaporación respectivamente.

Si se supone iguales a los compresores de baja y alta presión se obtiene:

$$\text{Consumo} = 2 \cdot a_1 + a_2 \cdot \frac{P_i}{P_e} + a_2 \cdot \frac{P_c}{P_3} \quad [4.108]$$

Esta es la función que se tiene que minimizar para encontrar el punto de consumo más bajo. Para ello se deriva la función respecto a la variable a optimizar (P_i) y se iguala a cero para encontrar el punto óptimo.

$$\frac{\partial \text{Consumo}}{\partial P_i} = 0 = \frac{a_2}{P_e} + a_2 \cdot P_c \left(\frac{-1}{P_i^2} \right) \quad [4.109]$$

arreglando la ecuación anterior se obtiene la ecuación clásica de calculo de la presión intermedia:

$$P_i = \sqrt{P_e \cdot P_c} \quad [4.110]$$

lo que nos confirma que esta ecuación no es sino un caso especial. Si los dos compresores no son iguales se llega a una ecuación del tipo:

$$P_i = \sqrt{\frac{b_2}{a_2} P_e \cdot P_c} \quad [4.111]$$

que refleja en el termino b_2/a_2 la relación de potencia entre los compresores.

La ecuación anterior del consumo puede ser completada si se asume que la ecuación 4.111 se obtiene a plena capacidad y se añade una relación entre la fracción de potencia eléctrica consumida y la fracción de potencia frigorífica desarrollada, tal como se indica a continuación:

$$\% \text{ Potencia eléctrica} = c_1 + c_2 \cdot x \quad [4.112]$$

$$\text{Potencia eléctrica} = a_1 + a_2 \cdot r \quad [4.113]$$

siendo x la fracción de potencia frigorífica desarrollada y r la relación de compresión.

Se puede establecer entonces el consumo como el múltiplo de los dos términos. Si se toma la etapa de baja y de alta presión se obtiene:

$$\text{Consumo} = \left[\left(a_1 + a_2 \cdot \frac{P_i}{P_e} \right) (c_1 + c_2 \cdot x) \right] + \left[\left(b_1 + b_2 \cdot \frac{P_c}{P_i} \right) (d_1 + d_2 \cdot y) \right] \quad [4.114]$$

si se deriva esta expresión respecto a la P_i para obtener el punto óptimo:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \text{Consumo}}{\partial P_i} = 0 &= \frac{a_2 \cdot c_1}{P_e} + \frac{a_2 \cdot c_{21}}{P_e} x + b_2 \cdot d_1 \cdot P_c \cdot \frac{-1}{P_i^2} + b_2 \cdot d_2 \cdot y \cdot P_c \left(\frac{-1}{P_i^2} \right) \\ \frac{a_2}{P_e} (c_1 + c_2 \cdot x) &= b_2 \cdot P_c \cdot (d_1 + d_2 \cdot y) \cdot \frac{1}{P_i^2} \\ P_i^2 &= \frac{b_2}{a_2} \cdot P_e \cdot P_c \cdot \left(\frac{(d_1 + d_2 \cdot y)}{(c_1 + c_2 \cdot x)} \right) \end{aligned} \quad [4.115]$$

$$P_i = \sqrt{\frac{b_2}{a_2} \cdot P_e \cdot P_c \cdot \left(\frac{(d_1 + d_2 \cdot y)}{(c_1 + c_2 \cdot x)} \right)} \quad [4.116]$$

donde:

b_2/a_2 es la relación de potencia entre las etapas de alta y baja

$\frac{(d_1 + d_2 \cdot y)}{(c_1 + c_2 \cdot x)}$ es la relación de potencia eléctrica consumida.

Esta ecuación nos indica que para conseguir un funcionamiento óptimo con la función clásica las dos etapas deberían trabajar sincrónicamente y ser iguales. En el caso de que no sea así el punto óptimo varía.

Esta última ecuación es la que va a ser utilizada para el cálculo de la referencia del separador intermedio una vez que sea transformada en una ecuación de temperaturas mediante las fórmulas de Cleland (1986).

4.6 Desarrollo de la herramienta de análisis CIMFROZEN

El objetivo del proyecto CIMFROZEN (de desarrollo de un sistema inteligente para la simulación y optimización de fábricas de alimentos congelados), era el de obtener una herramienta informática de optimización que permitiese analizar los procesos de producción de una fábrica de alimentos congelados para conseguir disminuir sus consumos de agua y energía y la producción de residuos y aguas residuales.

Para el desarrollo de esta herramienta se construyeron diversos modelos de las principales operaciones unitarias, como son el escaldado (López *et al*, 1998c; Arroqui, 2001), la congelación y el almacenamiento de producto congelado (López *et al*, 1997), túneles de congelación, las cámaras de conservación de congelados y sus instalaciones frigoríficas que son objeto de esta tesis. Además de desarrollar estos

modelos, se procedió a establecer un protocolo de toma de datos con el que se caracterizó y analizó el proceso de producción desde el punto de vista energético, de consumo de agua y de rendimiento en el uso de las materias primas, además de estudiar la producción de aguas residuales..

La fabricación de cada producto, era llevada a cabo por un línea de proceso diferente que englobaba a diferentes equipos de proceso e instalaciones auxiliares antes mencionados.

Todo este trabajo debía reflejarse después en un paquete de software que integrara todos estos modelos y datos, que sirviera de herramienta de simulación, análisis y de referencia sobre el propio proceso de producción. Este software debía partir de un programa de entradas de materia prima, para ofrecer como resultado toda una serie de graficas y tablas sobre consumos y rendimientos.

Esta herramienta se desarrolló en C++ para Windows. En C++ para aprovechar su potencia para el cálculo y poder ligar directamente los modelos desarrollados de las operaciones unitarias sin necesidad de tener que transformar el código. Se utilizó el sistema operativo Windows ya que es el más utilizado y más posibilidades ofrecía para la programación.

El diagrama de flujo del paquete de software CIMFROZEN es el siguiente:

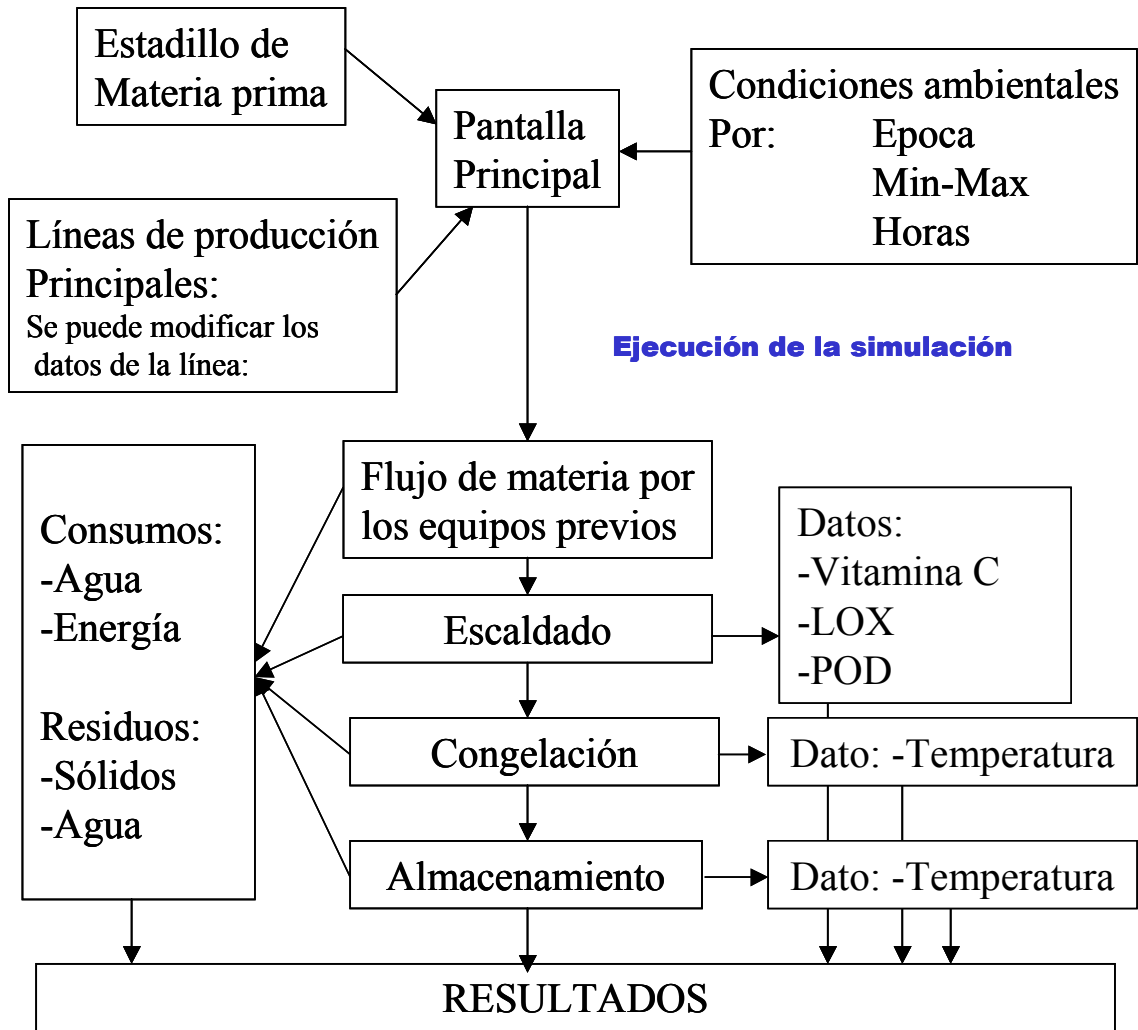


Figura 4.27
Diagrama de flujo del software CIMFROZEN, (López et al, 1998b)

En este diagrama se puede observar que se parte de una toma de datos iniciales que va a ser centralizada en una página principal desde la que se podrá acceder a todos los datos y resultados.

Una vez realizado el protocolo de toma de datos y la elección de un producto concreto a producir se procede a realizar la ejecución de la simulación de la línea de

fabricación que realiza ese producto dando como resultado los diferentes datos de temperaturas, consumos, producción de residuos, etc. (López *et al.*, 1998a,b).

Capítulo 5

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5 Resultados y Discusión.

5.1 Resultados y validación de los modelos no-lineales.

Se han desarrollado cuatro modelos de las instalaciones frigoríficas de la fábrica de alimentos congelados estudiada. Cada uno de estos modelos da como resultado de simulación una serie de ficheros de texto donde se recogen los resultados más interesantes (López *et al.*, 1998a,b).

5.1.1 Instalación frigorífica RV1 y Cámaras de conservación de congelados.

De esta simulación se obtienen como datos más interesantes la temperatura de la cámara (Figura 5.1) y el consumo de los compresores (Figura 5.2), además de otros datos relevantes como las temperaturas de los separadores (Figuras 5.2 y 5.3) y la temperatura de condensación (Figura 5.4).

Como se ha explicado anteriormente, se procedió a realizar dos modelos distintos para la cámara de conservación de congelados: uno de una zona y otro de dos zonas usando los mismos valores obtenidos de los coeficientes. Los resultados de la simulación se muestra en las Figuras 5.1 y 5.2, donde se puede ver la evolución de las temperaturas del aire de la cámara, las simuladas y las medidas experimentalmente mediante sondas.

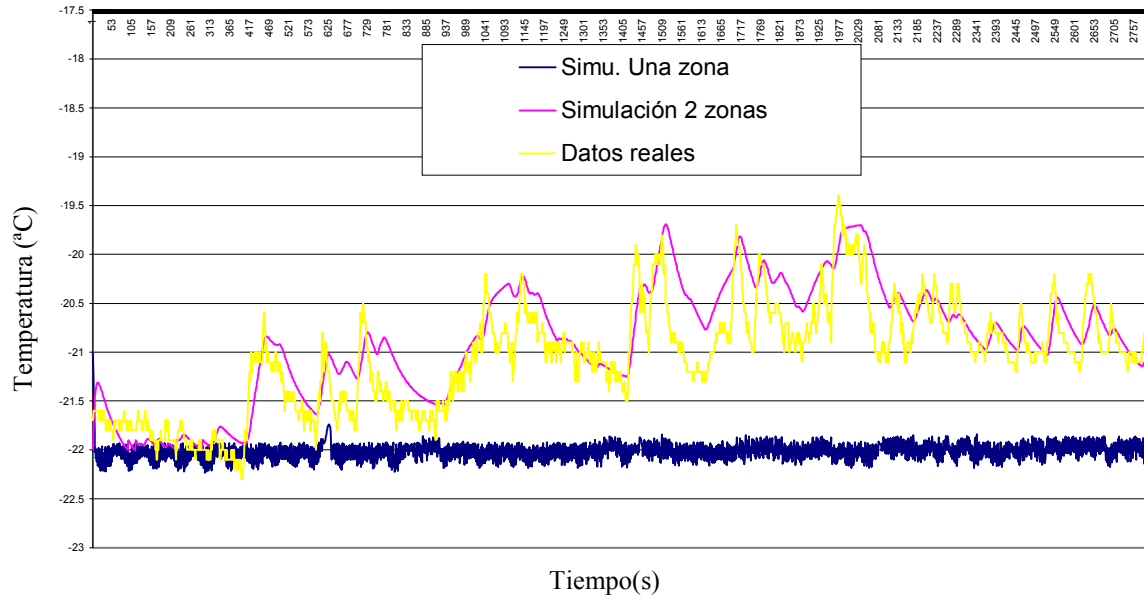


Figura 5.1
Comparación entre el modelo de una zona y el de dos zonas.

Como se puede comprobar en las Figuras 5.1 y 5.2 el ajuste del modelo de dos zonas fue mucho mejor que el de una zona usado por Cleland (1990). Esto es debido a que la temperatura del aire más alejado de la cámara, que es la medida por la sonda utilizada para el control, sufre un retardo con respecto a la temperatura cerca del evaporador, que modifica el orden del sistema. En el caso de una aproximación a un sistema de primer orden, como la usada por Cleland (1990), es decir, un sistema con una sola ecuación diferencial de primer orden, modifica sustancialmente la constante de tiempo de esa aproximación, obligando a usar no los datos reales medidos, sino una estimación de ellos, para poder aproximar la simulación sin que esa estimación tenga ninguna relación con los datos físicos reales observados en la cámara, ver Figura 5.2.

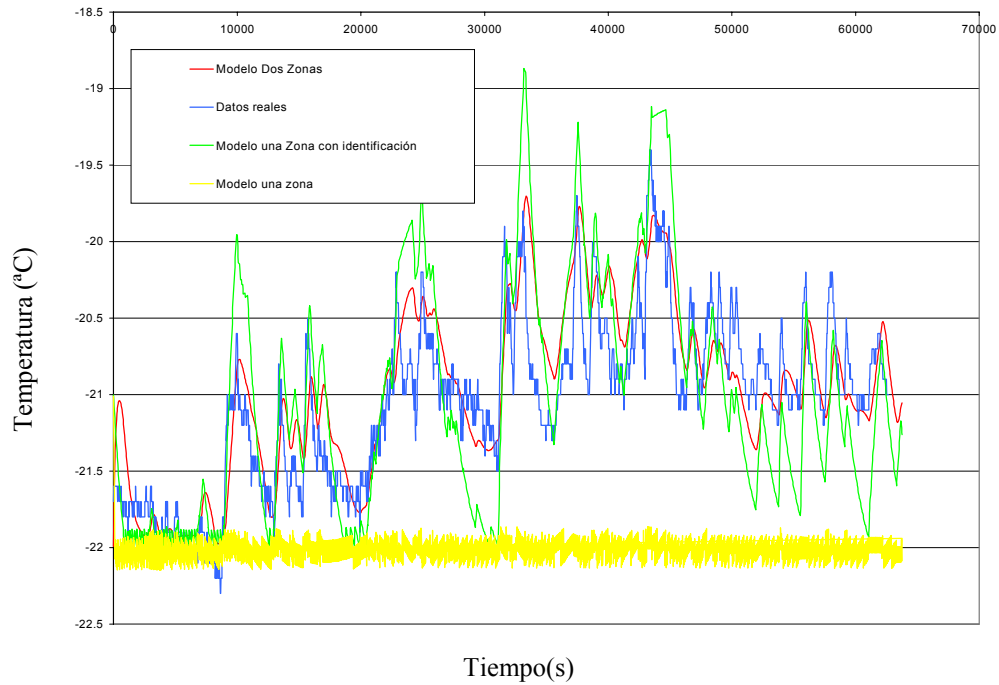


Figura 5.2
Comparación entre el sistema de una zona con identificación y el modelo de dos zonas.

Con este resultado se descarta el modelo de una sola zona. En la validación se han realizado dos simulaciones de dos días enteros diferentes, que se muestran en las Figuras 5.3 y 5.4:

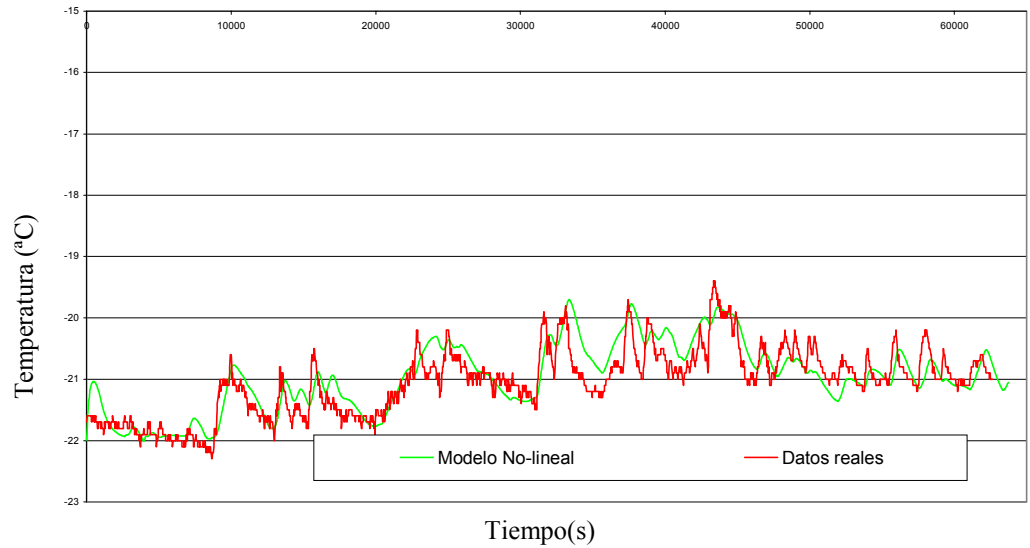


Figura 5.3

Comparación entre los datos reales y los del modelo no-lineal (Fecha: 16/04/1997).

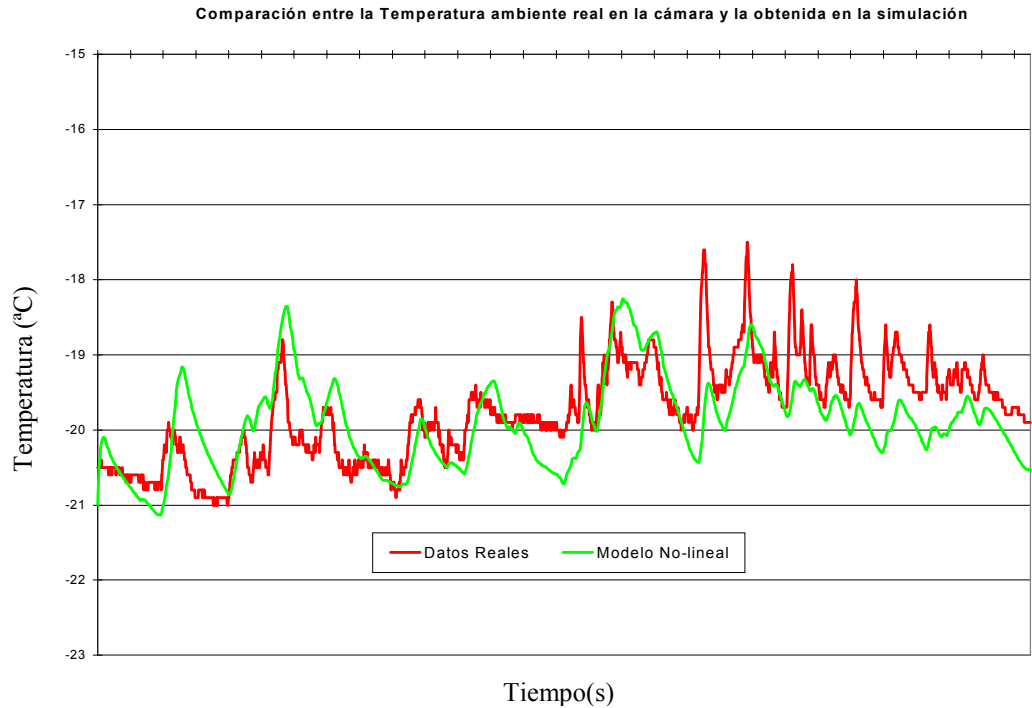


Figura 5.4

Comparación entre los datos reales y el modelo no-lineal (Fecha: 03/03/1997).

Como se puede comprobar en los dos casos analizados, el modelo se ajusta bastante bien a los datos reales, sobre todo en el día que muestra la Figura 5.3. Se puede calcular que el error cometido es:

$$\text{Máximo Error absoluto} = 1.05\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{MSE (Error cuadrático medio)} = 0.098$$

$$\text{Error Medio absoluto} = 0.24\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teniendo en cuenta que algunos parámetros han sido promediados, como los caudales de calor entrante por las paredes y la masa térmica, y otros calculados de una manera teórica, el comportamiento del modelo es bastante bueno. Se puede observar que los mayores errores se cometen cuando se producen perturbaciones que son muy pronunciadas y que demuestran mucha más influencia que la considerada en el modelo.

Esto puede ser debido a que las perturbaciones analizadas dependen, en gran medida, de las aperturas de puertas y del caudal de calor entrante asociado a estas, y en el modelo se han estimado de una manera constante, sin tener en cuenta las variaciones de temperatura del interior de la fábrica, y a que la estimación de los periodos de apertura de las puertas pueden no estar perfectamente calculados.

Sin embargo, se puede observar que las tendencias de cambio de temperatura son reproducidas bastante bien.

En general se demuestra que el modelo de dos zonas, aun teniendo un número de parámetros pequeño, se ajusta perfectamente a los datos reales y se podría utilizar para la simulación de cualquier condición de una cámara de conservación de alimentos

congelados.

En cuanto a la simulación de las temperaturas de condensación y de los separadores de baja y alta presión de la instalación frigorífica, los resultados obtenidos se presentan en las Figuras 5.5, 5.6 y 5.7. podemos presentar como representativas:

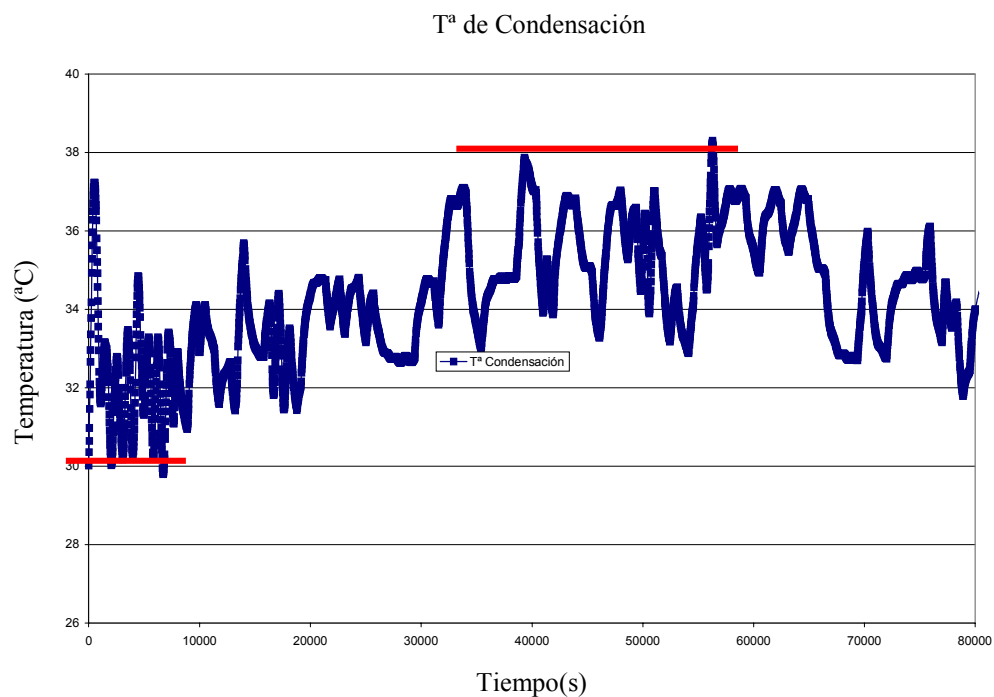


Figura 5.5
Simulación obtenida de la Temperatura de Condensación.

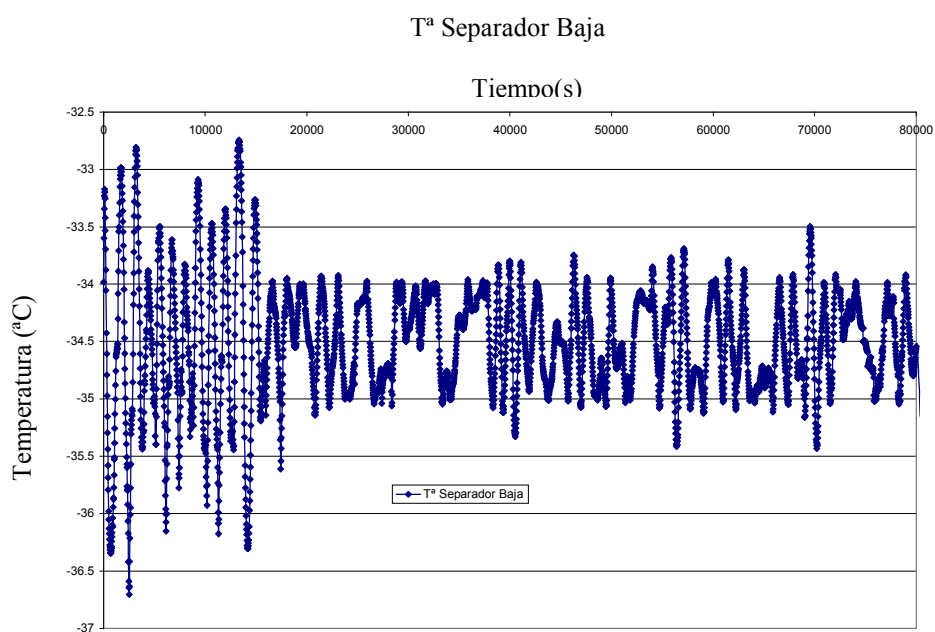


Figura 5.6

Simulación obtenida de la Temperatura del Separador de Baja Presión (Fecha: 16/04/1997).

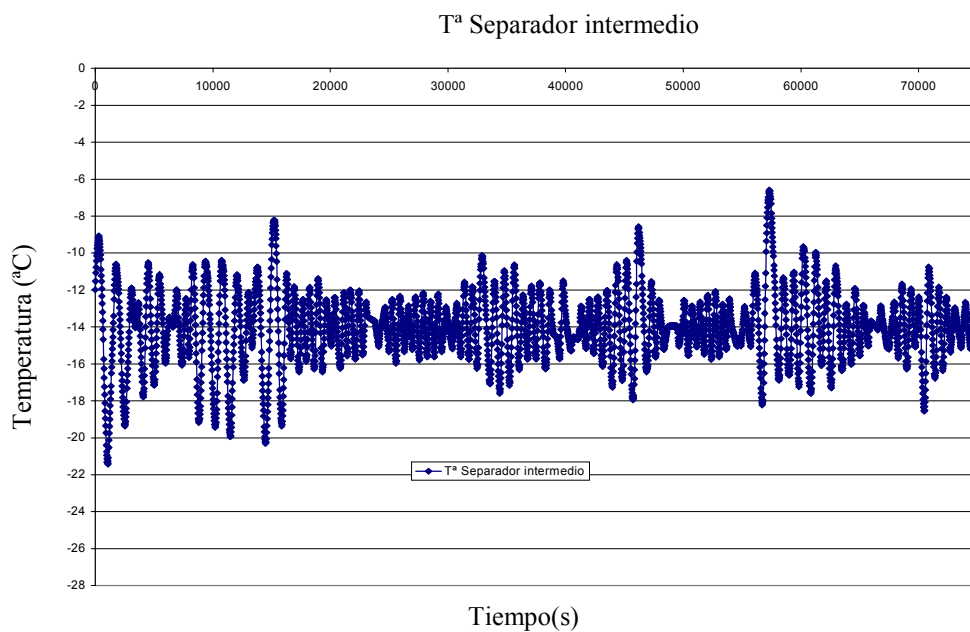


Figura 5.7

Simulación obtenida de la Temperatura del Separador de Presión Intermedia (Fecha: 16/04/1997).

Todos estos datos se han validado respecto a los valores normales de presión reflejados en los estadillos diarios de mantenimiento que rellenan los operarios ya que la instalación no presenta ninguna toma de datos digital. Un ejemplo de parte de mantenimiento se observa en la Figura 5.8.

[illegible]

Figura 5.8
Parte de mantenimiento de las instalaciones frigoríficas.

Así, la temperatura de condensación, según los partes de mantenimiento de las

instalaciones frigoríficas, ronda los valores de 28°C de mínima y 38°C de máxima el día en concreto de la simulación, valores que se corresponden con los simulados y que se ven en la Figura 5.5.

En cuanto al otro dato importante que es el consumo de los compresores se puede ver en las Figura 5.9 y 5.10.

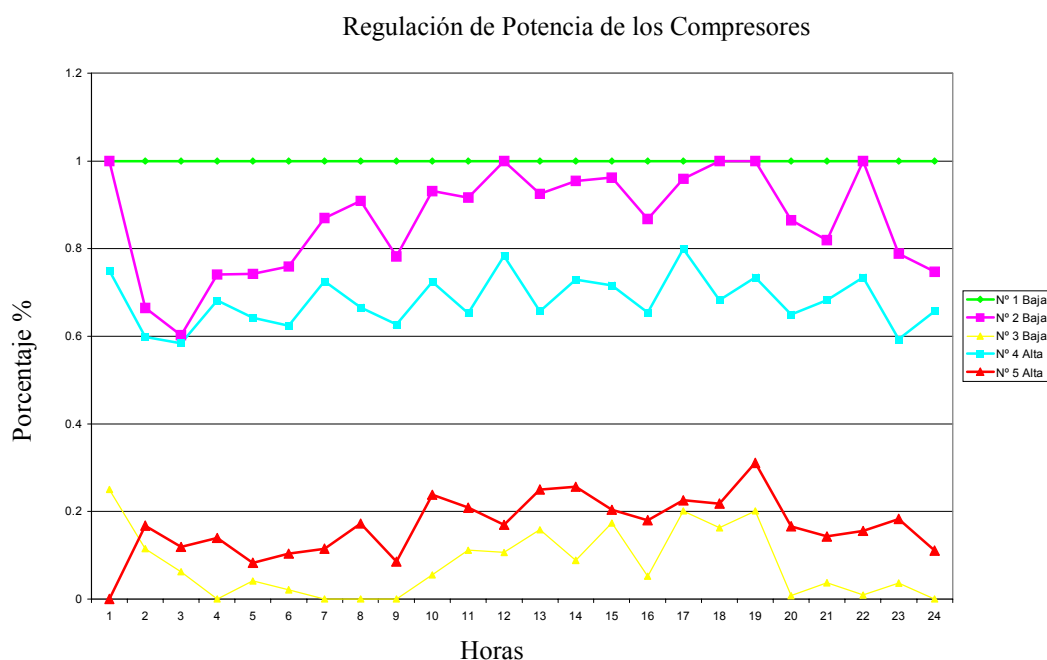


Figura 5.9

**Simulación de la regulación de potencia de los compresores en tanto por uno
(Fecha: 16/04/1997).**

En la Figura 5.9 se presenta la regulación de potencia de cada compresor, en tanto por uno, cada hora de la simulación. Se puede comprobar que la instalación no trabaja al máximo de su capacidad y que dos compresores, uno de alta y otro de baja prácticamente permanecen parados gran parte del tiempo. El consumo energético global se ha calculado y comparado con el obtenido de los watímetros de las

instalaciones industriales, tal como se aprecia en la Figura 5.10.

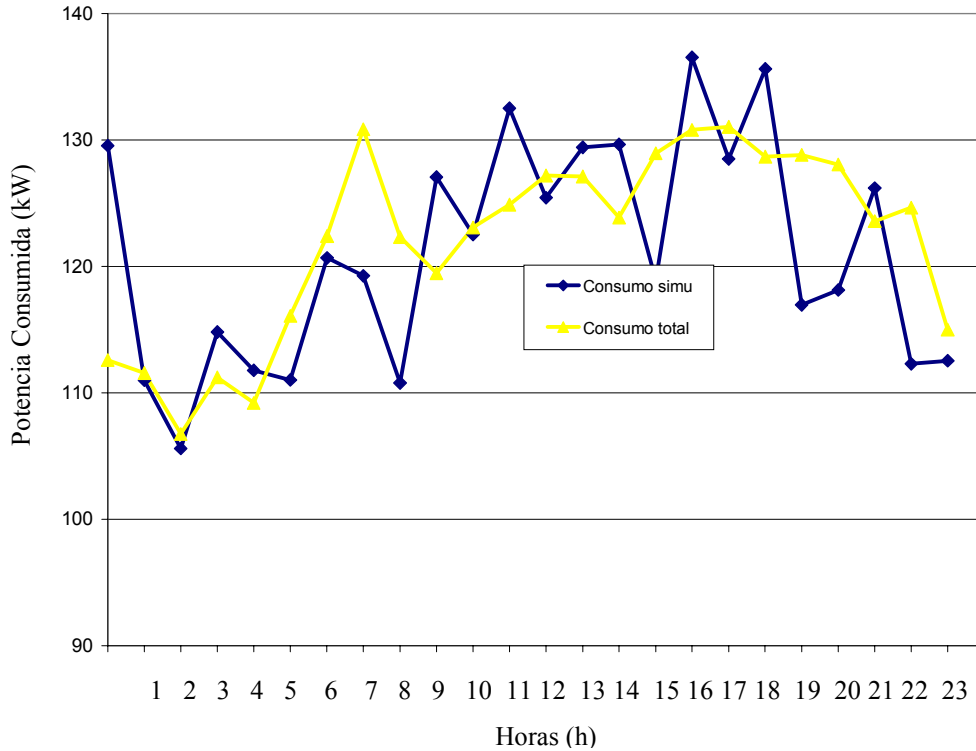


Figura 5.10

Comparación de los consumos reales de la instalación RV1 y los obtenidos en la simulación (Fecha: 16/04/1997).

Aunque hay alguna diferencia entre los valores simulados y los observados (Figura 5.10), la media y el comportamiento dinámico se ajusta notablemente. También aquí, a pesar de los pocos parámetros utilizados y de lo reducido del modelo, se puede considerar bastante aceptable el modelo.

5.1.2 Instalación frigorífica SULZER y túnel 6MA

Para esta instalación se presenta como resultado la simulación del túnel de congelación 6MA. Estos resultados se presentan para la congelación de dos productos:

patata y guisante, con los que se comprueba que la duración de un ciclo de trabajo depende del producto que se congela. El momento de desescarche lo marca la temperatura de salida del producto y la validación del moldeo del túnel se comprueba en el hecho de que los ciclos de trabajo son equivalentes a los ciclos reales que se dan en el equipo industrial, tal como se ve en las Figuras 5.11 y 5.12.

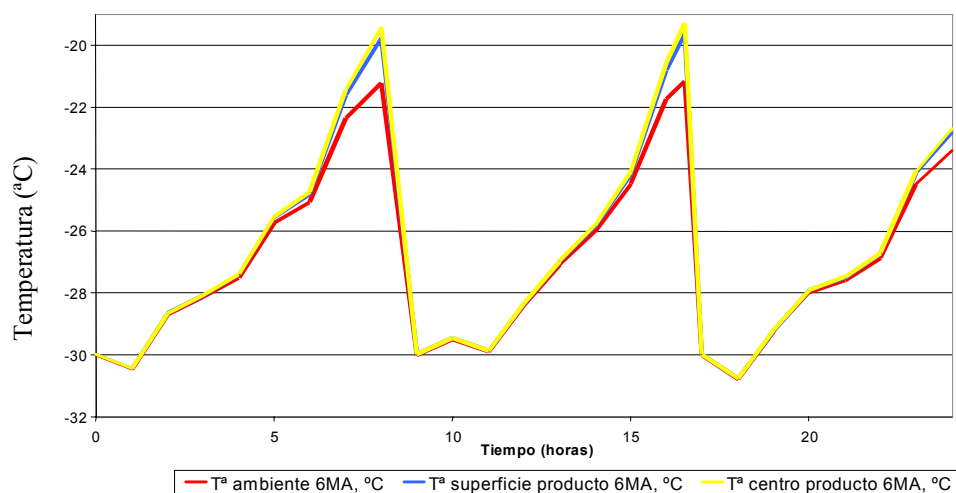


Figura 5.11

Evolución de la temperatura en el túnel 6MA, (con guisante, tiempo de permanencia 420 s. e intervalo de desescarche de 16h).

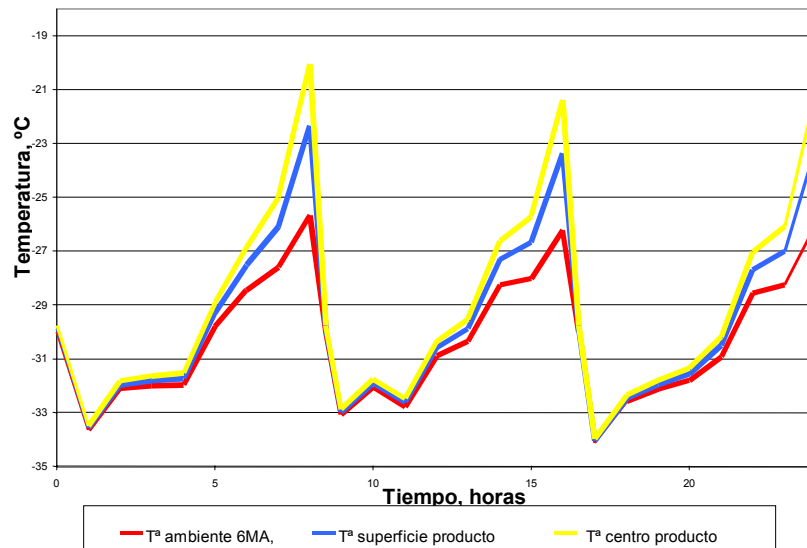


Figura 5.12

Evolución de la temperatura en el túnel 6MA, (con patata, tiempo de permanencia 480 s. e intervalo de desescarche de 8h.

En cuanto a los consumos de potencia eléctrica en los compresores, los valores simulados corresponden con las medias observadas en los estadillos de mantenimiento, realizados mientras se congelaban esos mismos productos.

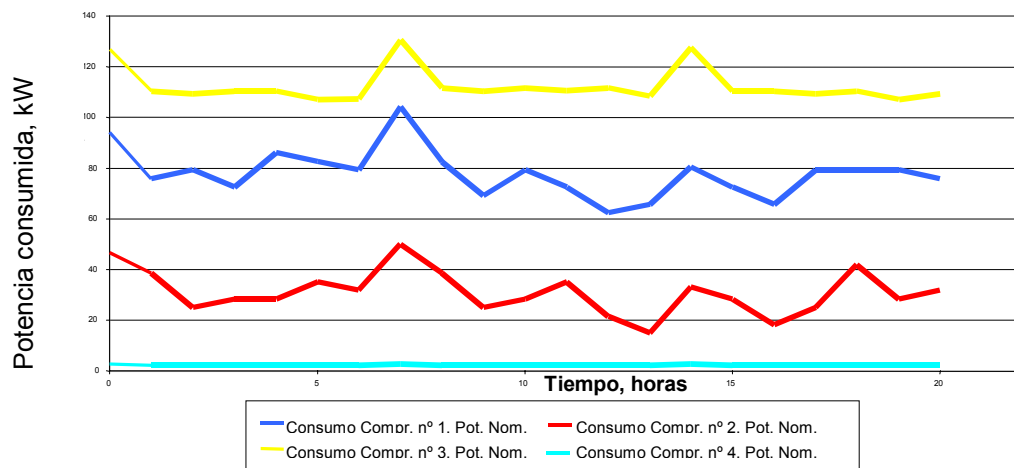


Figura 5.13

Potencia eléctrica sala de máquinas SULZER, servicio a túnel 6MA, durante la fabricación de patata.

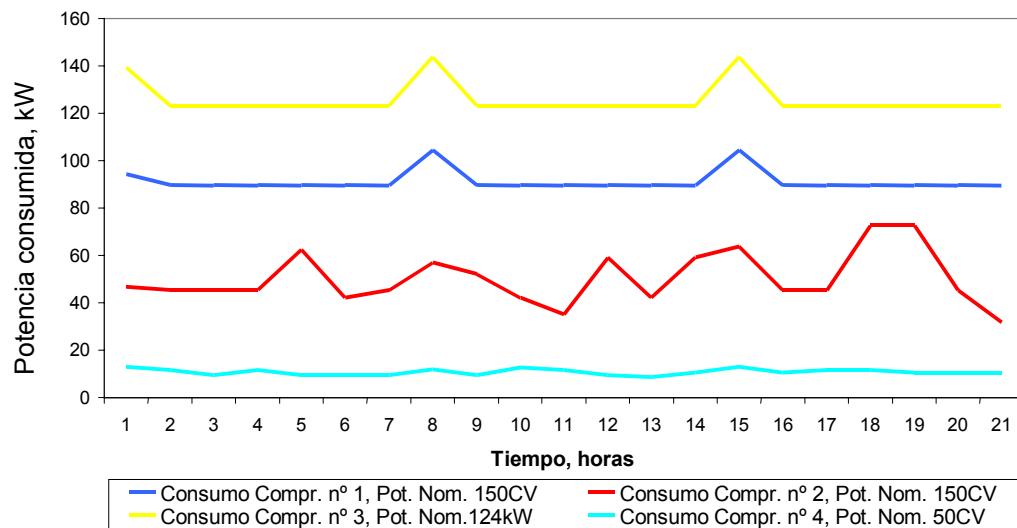


Figura 5.14

Potencia eléctrica sala de máquinas Sulzer, servicio a túnel 6MA, durante la fabricación de guisante.

5.1.3 Instalación frigorífica RV2 y túnel 26ADF

De la misma manera que para la instalación anterior, se obtienen gráficas semejantes, como las que presentan las Figuras 5.15 y 5.16.

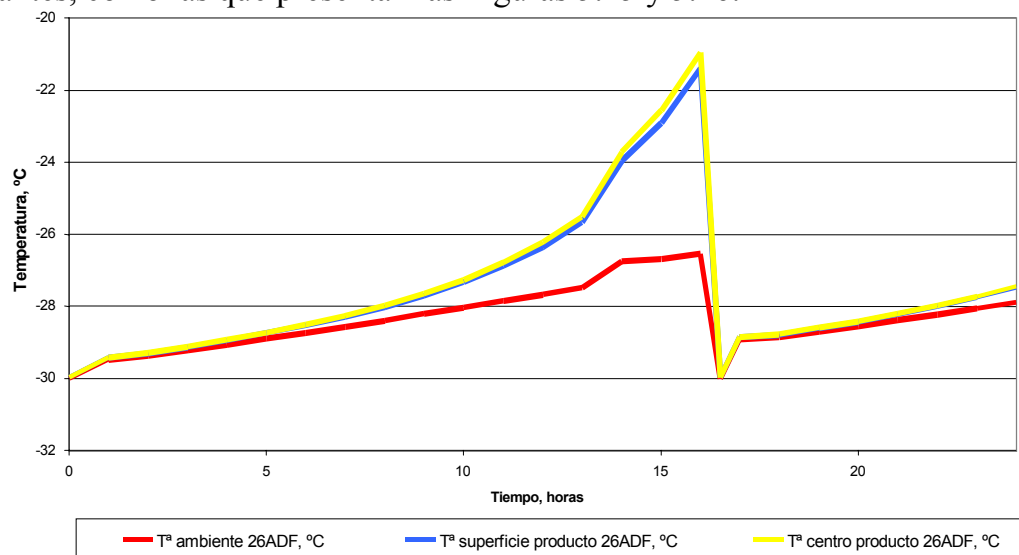


Figura 5.15

Evolución de la temperatura en el túnel 26ADF, producto guisante, tiempo permanencia 750 s. intervalo desescarche, 16h.

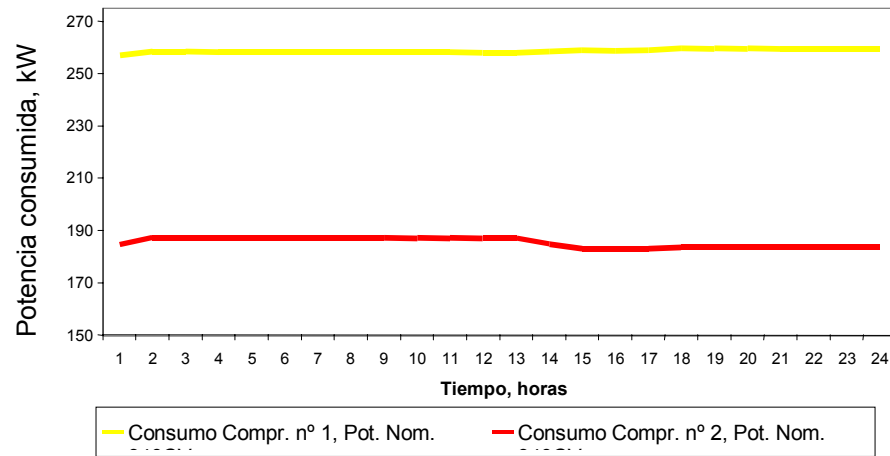


Figura 5.16

Potencia eléctrica sala de máquinas RV2, servicio a túnel 26ADF, durante la fabricación de guisante.

5.1.4 Instalación frigorífica RV3 y túnel MATAL

Como en los casos anteriores, en las Figuras 5.17 y 5.18 se detallan los consumos simulados de los compresores y la variación simulada tanto de la temperatura ambiente, como la del producto a lo largo de un ciclo de trabajo. En este caso con tomate como producto a congelar. También en este caso, estos resultados se validaron mediante estadillos de los partes de mantenimiento producción realizados a nivel industrial.

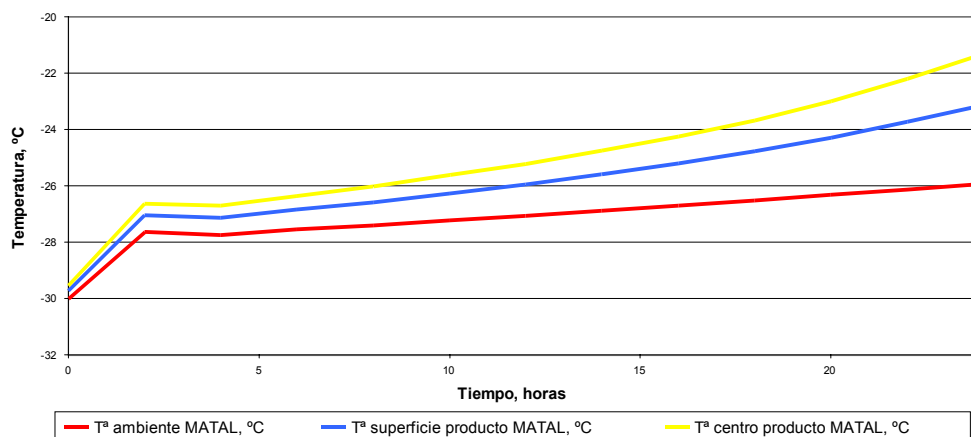


Figura 5.17

Evolución de la temperatura en el túnel MATAL, (con tomate, tiempo permanencia 100min, intervalo de desescarche, 40h.)

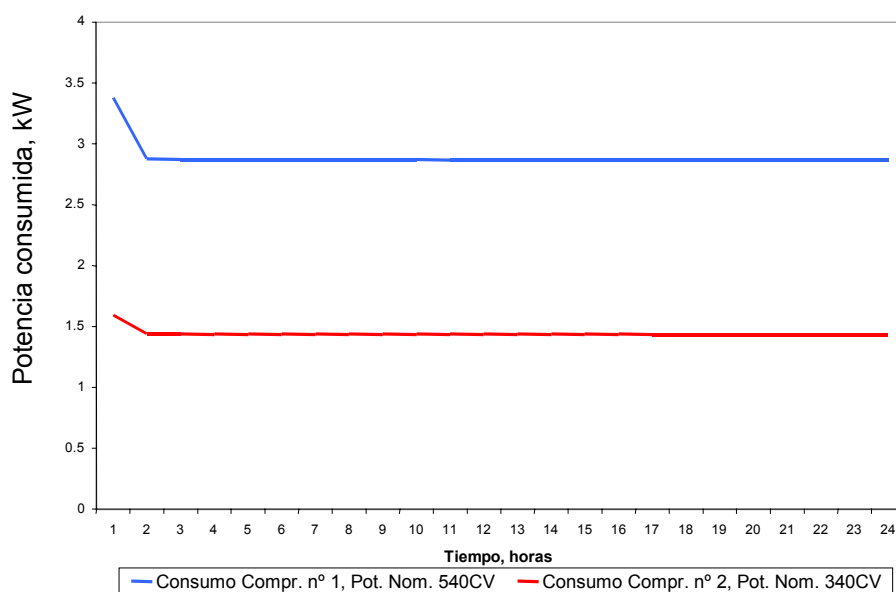


Figura 5.18

Potencia eléctrica sala de máquinas RV3, servicio a túnel MATAL, durante la fabricación de tomate

5.2 Resultados y validación del modelo lineal

A pesar de las simplificaciones y los posibles errores que se cometen al

linealizar las ecuaciones, al simular el comportamiento de los sistemas modelizados con el modelo lineal, el resultado no presenta un error apreciable y la comparación con los datos reales o el modelo no-lineal permite afirmar que el modelo lineal es suficiente para la modelización y para su uso en el diseño del sistema de control (ver la Figura 5.19) (Esnoz y López, 2001).

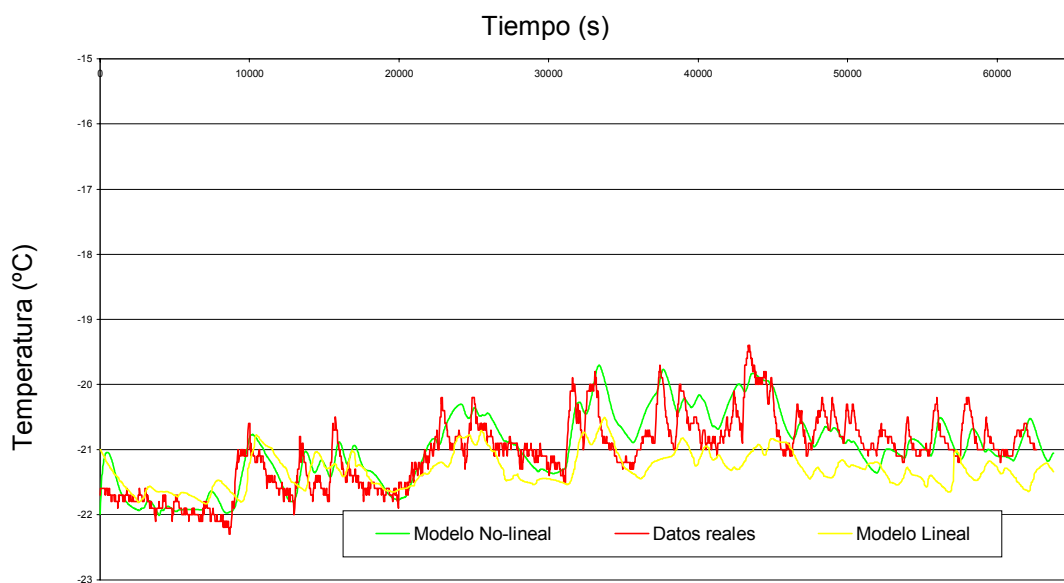


Figura 5.19
Comparación entre el Modelo Lineal, el No-Lineal y los Datos reales.

Como se aprecia en la Figura 5.19, los errores cometidos en el modelo lineal son:

Máximo Error Absoluto = 2.13 °C

Error Cuadrático Medio (MSE) = 0.27

Error Medio Absoluto = 0.42 °C

5.3 Resultados del análisis RGA realizado

Debido a que el análisis de los sistemas mediante RGA se realiza en estado estacionario, a las matrices que representan las funciones de transferencia del sistema se les debe aplicar el *Teorema del Valor Final* (Ogata, 1998), que nos permite conocer el comportamiento en estado estacionario de $f(t)$ a través del comportamiento de $s \cdot f(s)$:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot f(s) \quad [5.1]$$

Este teorema se aplica a la función de transferencia $G(s)$ que se obtiene del modelo lineal. De esta manera $G(s)$ se convierte en una matriz numérica \mathbf{A} . A la matriz resultado se le aplica el análisis RGA. Debido a problemas numéricos no se puede aplicar $s = 0$, sino un valor cercano $s = 0.0001$.

$$\Lambda = \mathbf{A} \otimes (\mathbf{A}^{-1})^T \quad [5.2]$$

y se obtiene como resultado la matriz:

$$\begin{matrix} & X & Y & Z \\ \begin{matrix} T_1 \\ T_3 \\ T_4 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1.23 & -0.0429 & -0.1878 \\ -0.0507 & 1.0429 & 0.077 \\ -0.1793 & 0 & 1.1793 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad [5.3]$$

donde:

X = Regulación de potencia de los compresores de baja presión.

Y = Regulación de potencia de los compresores de alta presión.

Z = Regulación de potencia de los evaporadores.

T_1 = Temperatura del separador de baja presión.

T_3 = Temperatura del separador de presión intermedia.

T_4 = Temperatura de la cámara de conservación de congelados.

Como se ha explicado en los antecedentes los objetivos del análisis RGA son:

- Determinar el mejor emparejamiento entre las variables..
- Determinar el grado de acoplamiento entre las variables.
- Definir las estrategias de control a utilizar.

Como se puede comprobar en este caso, hay una identificación clara, debido a su alto grado de acoplamiento, una a una, entre las variables a controlar y las variables independientes de control. X , Y y Z se emparejan con T_1 , T_3 y T_4 .

También se puede apreciar que la temperatura interior de la cámara (T_4) es afectada por la entrada de regulación de los compresores de baja X en 17%, ya que esta variable incide totalmente en la temperatura del refrigerante en el interior del evaporador al controlar la temperatura del separador de baja (T_1). A pesar de este grado de acoplamiento en este caso no es interesante controlar la temperatura de la cámaras mediante la variación de la temperatura de evaporación, aunque en otro tipo de instalación frigorífica puede ser una buena opción. Por lo que se ha optado por desacoplar los lazos de control, también porque el grado de acoplamiento es menor del 20 % recomendado para utilizar un control multivariable (García-Sanz, 1997).

Otro lazo en el que se encuentra un grado acoplamiento cruzado es entre la temperatura del separador intermedio (T_1) , la regulación de potencia de los compresores de alta (Y) y la regulación de los evaporadores (Z), en este caso el grado de acoplamiento es del 4% y del 18% respectivamente. Como en el caso anterior el grado de acoplamiento no es suficiente para necesitar de un control multivariable.

En definitiva, debido a que el grado de acoplamiento cruzado es bajo se va a

proceder a realizar un control Monovariante de cada una de las variables a controlar, seleccionando para su control las variables de entrada que tienen un mejor emparejamiento como se ha visto anteriormente.

5.4 Análisis de los sistemas de control

5.4.1 Análisis del control QFT

Para realizar el diseño de los *templates* fue preciso reducir aún más el número de plantas por cada frecuencia debido al coste computacional. Como se vió en el capítulo correspondiente, se disponía de 16 parámetros a variar que arrojaban un resultado de $2^{16} = 65536$ plantas distintas si se evaluaban solo el valor máximo y el mínimo. Para reducir este número se procedió a analizar gráficamente la influencia de cada uno de los parámetros en el sistema.

El procedimiento consistió en dividir cada intervalo de variación de los parámetros en diez puntos y representar en el diagrama todos los puntos obtenidos con la variación de cada parámetro, mientras los demás permanecen constantes. Este procedimiento se realizó con todos los demás parámetros. Con las figuras resultantes se identificaron aquellos coeficientes que afectaban de una forma importante al comportamiento de la instalación y que requerían de un examen más detallado a la hora de realizar los *templates*, de forma que se pudieran obtener éstos de la manera más fiable posible. De la misma manera, se identifican así los parámetros fundamentales de la instalación y se determinan en qué afectan sus variaciones al funcionamiento del sistema.

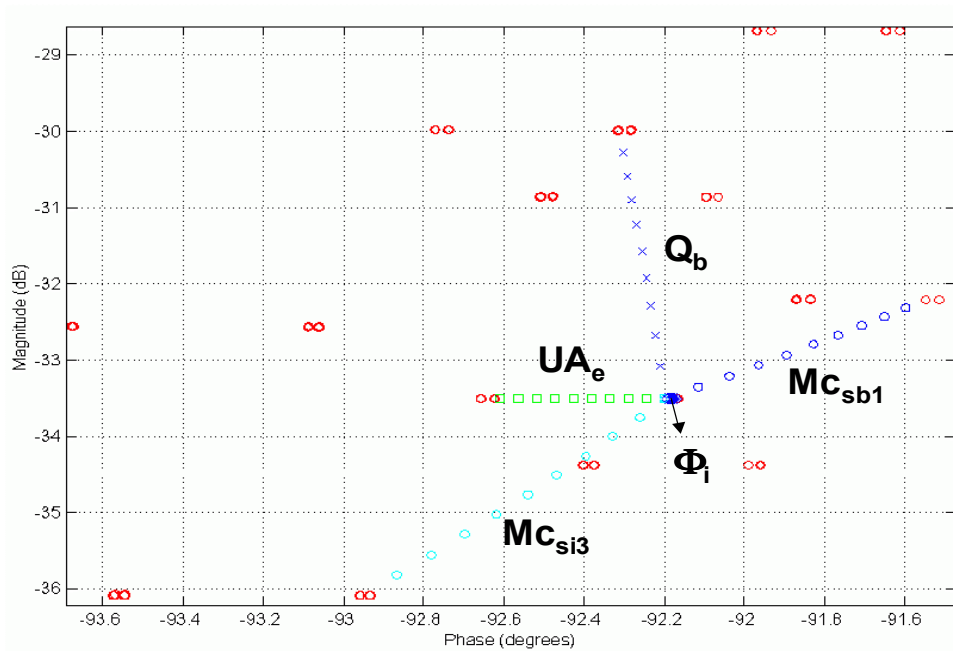


Figura 5.20

Variación de la respuesta del sistema ante la variación de los parámetros.

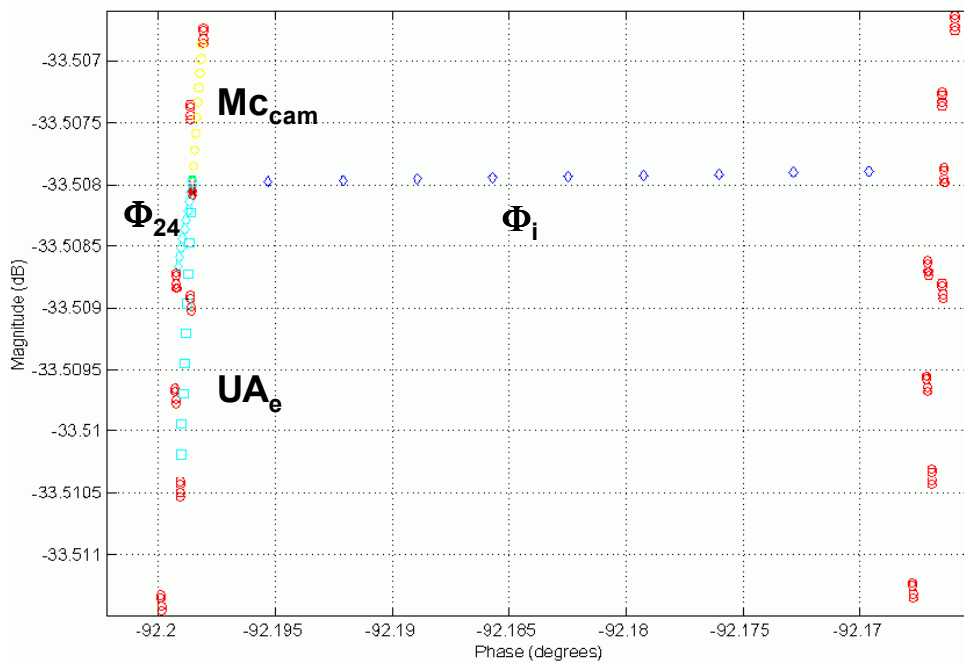


Figura 5.21

Detalle de la variación de la respuesta del sistema ante la variación de los parámetros.

Las Figuras 5.20 y 5.21 representan las variaciones de los parámetros en la función de transferencia entre la regulación de los compresores de baja (X) y la temperatura del separador de baja (T_{sb1}).

Como se puede observar los parámetros que más influyen son:

Mc_{sb1} : A mayor valor, el sistema se comporta de una manera más estable.

Mc_{si3} : Influye negativamente en el sistema al convertir el sistema en más inestable y reducir la ganancia.

Q_b : La ganancia de la temperatura depende de la potencia de los compresores.

UA_e : Es otro factor que influye negativamente en el sistema. A mayor potencia frigorífica instalada, el sistema se hace más inestable. Es notable destacar que este factor solo influye en la fase del sistema.

Φ_i : afecta retrasando la fase, por lo tanto estabilizando el sistema.

Los demás factores no influyen, por lo que no son necesarios prácticamente para el desarrollo de los *templates* y también podrían despreciarse a la hora del diseño del control de una instalación de este tipo.

En las demás funciones de transferencia se realizaron los mismos análisis llegando a los siguientes resultados:

Temperatura del Separador intermedio:

Q_a afecta de la misma forma a T_{si3} que Q_b a T_{sb1} .

Q_b y Mc_{sb1} afectan a la inestabilidad de la función de transferencia de forma que

solo es afectada la fase.

Φ_i , Mc_{si3} y Mc_{co} afecta de forma que retrasa la fase, estabilizando el sistema.

Temperatura del interior de la cámara:

UA_e aumenta de forma obvia la ganancia pero debido a que afecta también a la temperatura de evaporación tiende a desestabilizar el sistema.

Mc_{cam} estabiliza el sistema de una manera clara.

Mc_{sb1} al aumentar su valor reduce la ganancia del sistema.

Una vez realizados los *templates*, con las especificaciones de estabilidad robusta y de rechazo a las perturbaciones obtenidas en el capítulo correspondiente y con la herramienta de MATLAB sobre QFT (Borgheshani *et al*, 1996), se ha procedido a diseñar el controlador que cumpla las especificaciones. Se ha diseñado de esta manera el siguiente control, que tiene de función de transferencia:

$$G(s) = \frac{0.26 \cdot (s + 30.46)}{(s + 6.606) \cdot (s + 2.46) \cdot (s + 0.1698)} \quad [5.4]$$

De forma gráfica, el control modifica en lazo cerrado el sistema como muestra la Figura 5.22 cumpliendo todas las especificaciones manteniéndose por encima de estas.

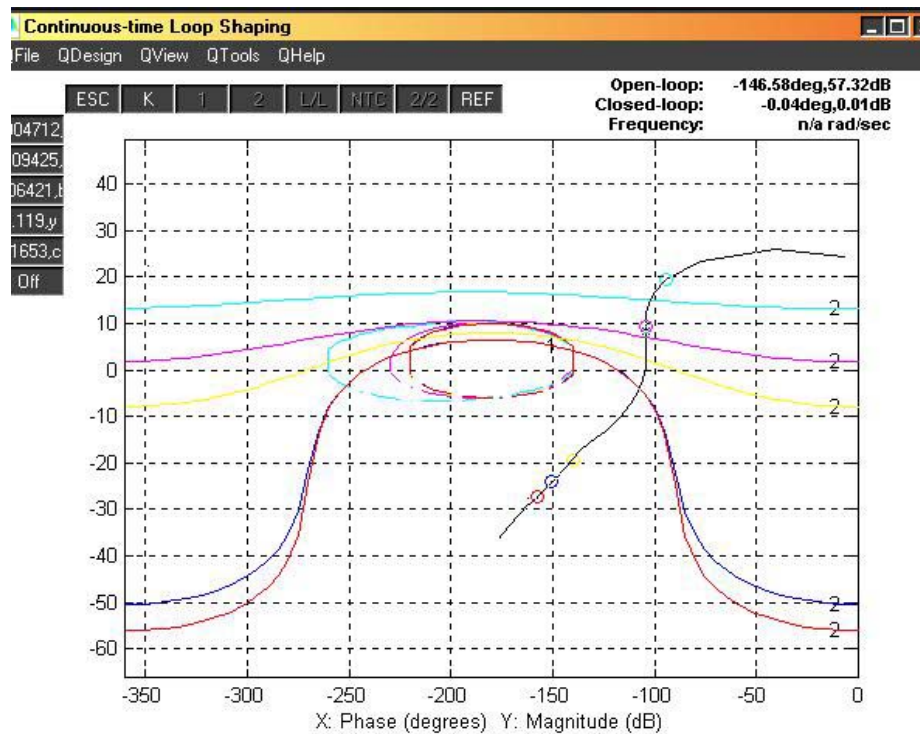


Figura 5.22
Representación del control QFT desarrollado en el NC.

Se puede comparar el resultado de este controlador con el control original mediante un termostato tal como se muestra en la Figura 5.23:

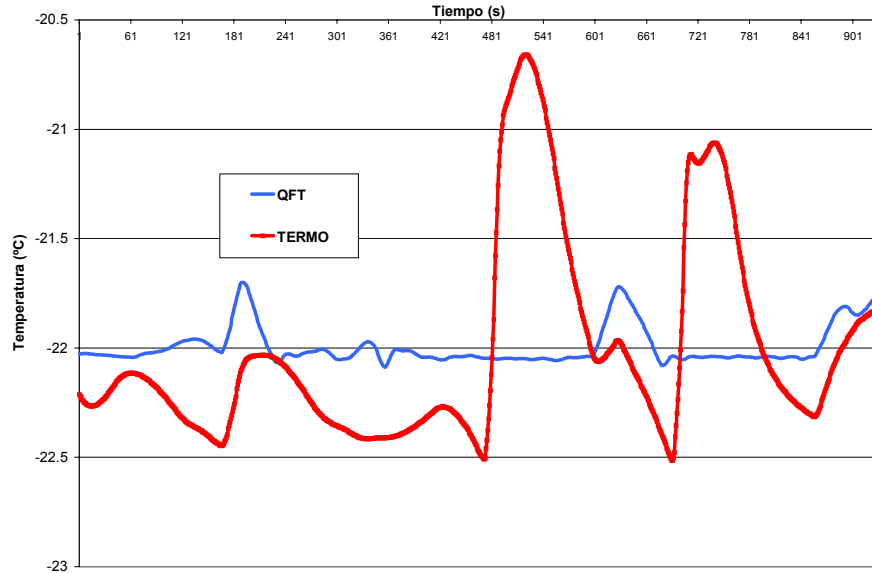


Figura 5.23
Comparación entre el Control original y el QFT sobre el modelo no-lineal.

En la Figura 5.23 se presenta los resultados de los dos controles sobre el modelo no-lineal que ha sido validado anteriormente. En estas simulaciones se han tenido en cuenta tanto las estimaciones de los diversos caudales de calor, como del registro de las diferentes aperturas que han sufrido las puertas de la cámara.

Se han realizado también dos experimentos para comprobar el funcionamiento del control QFT ante una variación de la temperatura de referencia de la cámara y ante una perturbación debida a aperturas de puerta con una frecuencia determinada.

El primer experimento se realizó manteniendo constantes las perturbaciones, como las debidas a las aperturas y las entradas de calor por las paredes. Como se puede comprobar en la Figura 5.24, el control QFT se comporta mejor en todos los aspectos. Tiene menor tiempo de subida, menor sobreoscilación y no mantiene una oscilación sobre la referencia.

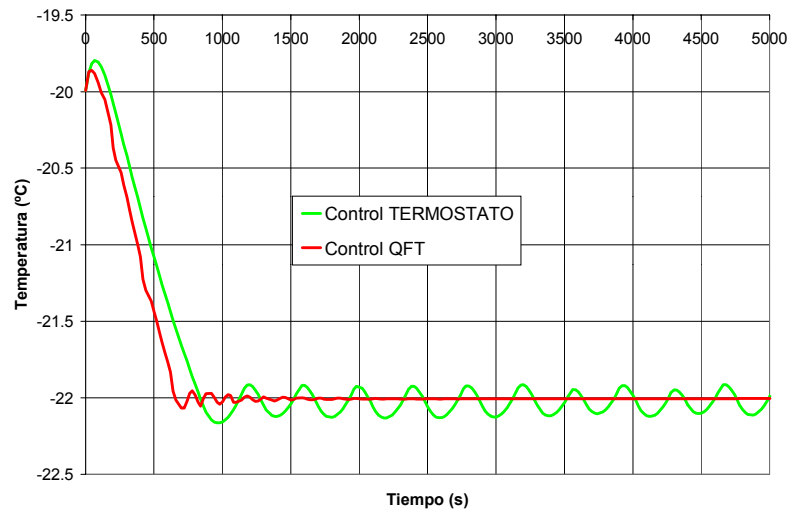


Figura 5.24

Comparación del control termostato y el control QFT ante una entrada escalón en la temperatura de referencia.

El segundo experimento se realizó preparando una serie de perturbaciones con una frecuencia de 0.06 Hz o un periodo de 2.5 minutos por ciclo. El resultado se puede observar en la Figura 5.25 siguiente.

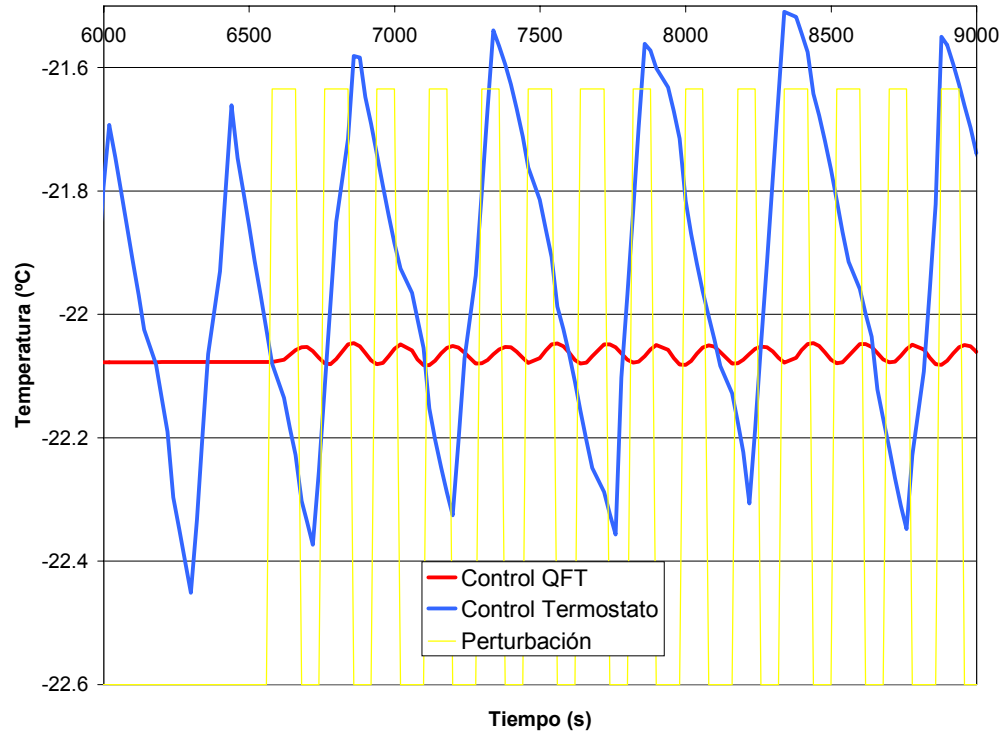


Figura 5.25

Comparación entre el Control Termostato y el Control QFT ante la presencia de una perturbación a la salida debida a la apertura de la puerta con un periodo de 2 minutos por ciclo.

Como se puede comprobar el control QFT mejora ostensiblemente el rechazo a las perturbaciones del control por termostato. Esta mejora se realiza en parte aumentando el esfuerzo de control, lo que implica un mayor tiempo de funcionamiento de los evaporadores de las cámaras. No obstante la mejora en las prestaciones del control y un óptimo funcionamiento del control de la instalación frigorífica compensan la mayor potencia frigorífica consumida.

En definitiva, podemos concluir que el control QFT satisface las especificaciones con las que habíamos diseñado el control, mejorando notablemente las prestaciones del control de la cámara frigorífica.

5.4.2 Análisis del sistema de control FLC-PI

El objetivo del control borroso FLC-PI era, por una parte conseguir, que los compresores consuman menos energía y por otra que su funcionamiento fuera más “suave”, aumentando con ello la vida útil de los compresores.

Como se puede comprobar en las Figuras 5.26a,b, tanto en los compresores de alta como de baja se ha conseguido que su funcionamiento fuera más suave sin tantas oscilaciones o con oscilaciones más suaves. A cambio, se observa un retraso en la fase del sistema.

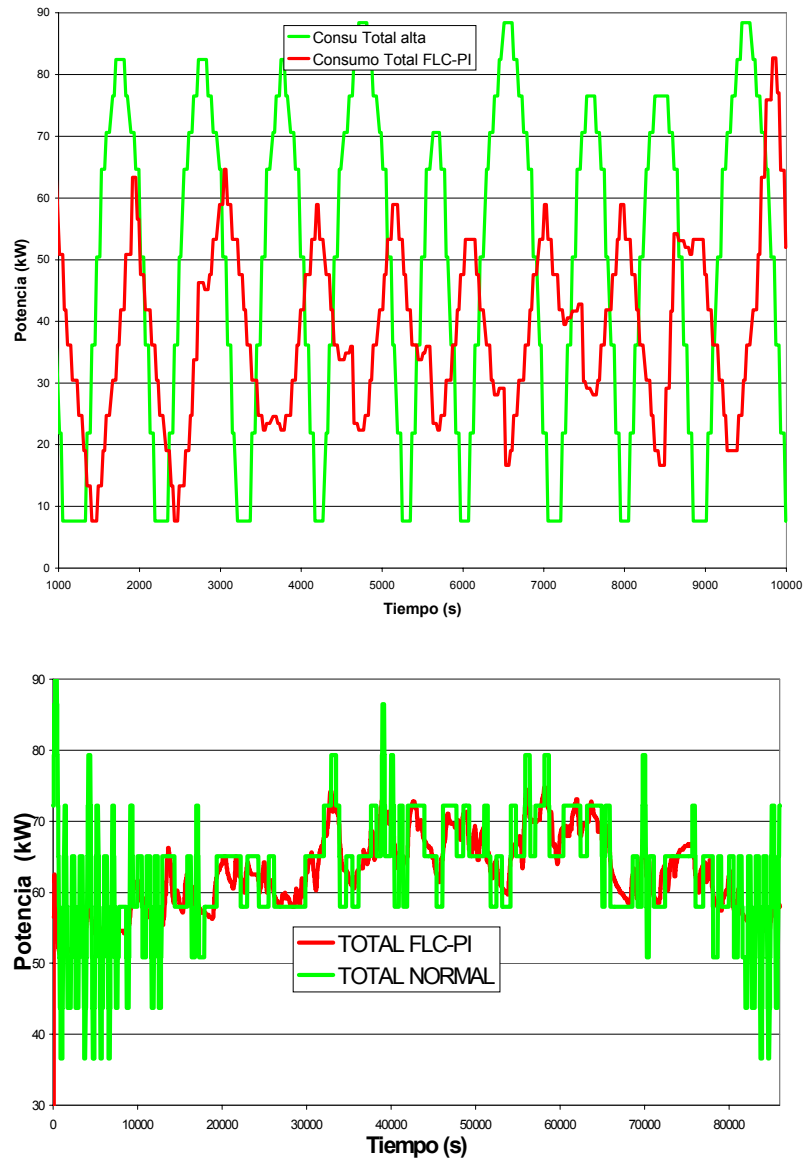


Figura 5.26 a,b

Resultados del control FLC-PI frente el Control Normal en forma de potencia consumida en los compresores de Alta(5.25a) y de Baja (5.25b).

En cuanto al ahorro energético producido, se ve gráficamente en las figuras 5.26a,b que al disminuir los picos de consumo, éste también disminuye. De forma

numérica, tal como se detalla en la Tabla 5.1, se comprueba que se obtiene un ahorro energético cercano al 10%, que es bastante interesante.

	CONTROL NORMAL	CONTROL FLC-PI
BAJA PRESIÓN	62.9 kW	62.5 kW
ALTA PRESIÓN	54.7 kW	44.5 kW
TOTAL	117.6 kW	107.0 kW

Tabla 5.1

Comparación del control FLC-PI y del Control PI respecto al consumo medio.

$$\text{Con un ahorro} = \left(1 - \frac{107 \text{ kW}}{117,6 \text{ kW}} \right) \cdot 100 = 9.01 \%$$

Buena parte del ahorro energético se ha conseguido mediante la utilización del cálculo de la presión intermedia óptima que se ha utilizado como referencia para el control de la temperatura del separador intermedio. Debido a que esta temperatura oscila de manera más acusada que la temperatura del separador de baja, si se utiliza directamente el cálculo de la presión intermedia óptima, el valor calculado fluctuaría excesivamente debido a que el control es incapaz de seguir de una manera tan rápida a las variaciones de la referencia. Para compensar este aspecto, la variación de la referencia tiene un límite en cada cálculo, de forma que se limite su velocidad de cambio para suavizar esta variación.

A pesar de este ahorro conseguido, tal como se refleja en la Figura 5.27, la temperatura tiene un comportamiento mucho más oscilatorio que la referencia.

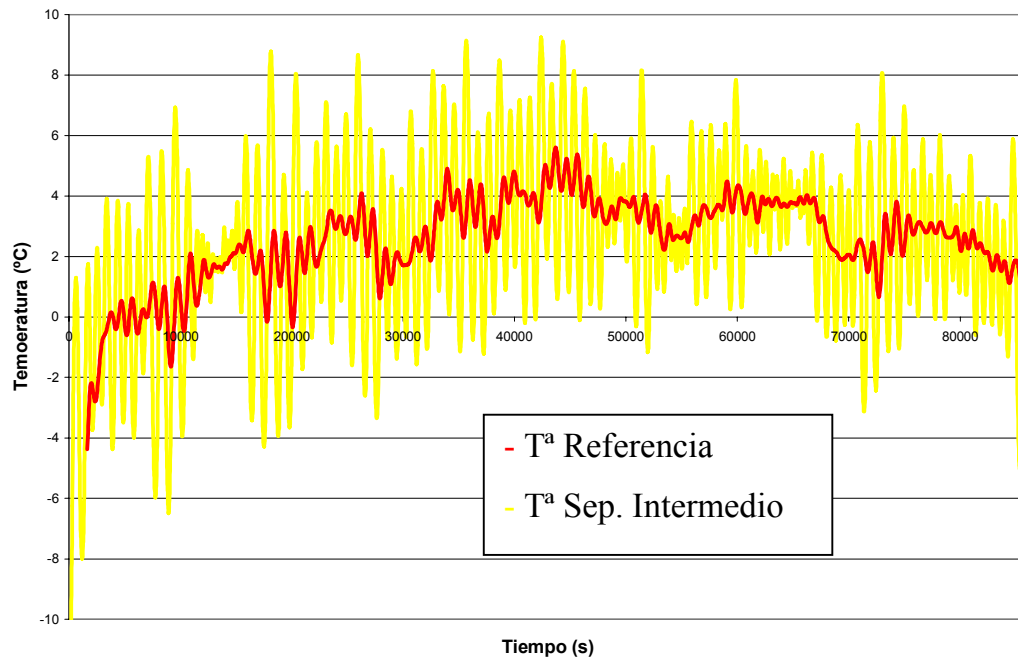


Figura 5.27

Gráfico de la variación de la Presión intermedia según el cálculo del punto de consumo mínimo.

5.5 Resultados de la herramienta CIMFROZEN

Estos resultados se obtuvieron dentro del proyecto CIMFROZEN (López *et al*, 1998a,b), y se resumen tal como se indica a continuación:

- 1) Permite un conocimiento exhaustivo del comportamiento dinámico de las operaciones y equipos de proceso que intervienen la fabricación de vegetales congelados, lo que puede servir para optimizar el diseño y el funcionamiento de los mismos.
- 2) Es posible una mejora de los procesos gracias al análisis de la interacción

entre los equipos de proceso y los sistemas auxiliares, sobre todo las instalaciones frigoríficas..

3) Es una herramienta de simulación detallada de las operaciones críticas de proceso y de las instalaciones frigoríficas, así como de la producción de aguas residuales. Los simuladores principales que contiene son de:

- Escaldado.
- Congelación.
- Cámaras de conservación de congelados, con la simulación de la temperatura del producto y del aire de la cámara.
- Instalaciones frigoríficas, incluyendo las posibles configuraciones que se pueden presentar en este tipo de fábricas de congelados.
- Producción de residuos y aguas residuales, recogiendo la producción de la mayoría de vegetales congelados.

4) Es una herramienta de simulación que permite predecir el comportamiento de la fábrica completa para un determinado ritmo de producción, lo que permite analizar el óptimo de funcionamiento según criterios de consumo de energía eléctrica y de organización de la producción.

Indudablemente, mediante el uso de este sistema en cada fábrica de congelados vegetales se podrá aumentar la eficiencia del uso de la energía en la misma. Lo cual es verdaderamente importante si se tiene en cuenta el gran consumo de energía eléctrica que se tiene en este tipo de industria agroalimentaria. Por ejemplo, en la fábrica de congelados vegetales donde se desarrolló este proyecto CDTI, la factura anual de

energía eléctrica superaba los 100 millones de pesetas.

También, mediante el uso de este sistema informático se podrá gestionar mejor el uso del agua en este tipo de industria, porque podrá contabilizarse, mediante el modelo, al igual que los consumos de energía, el uso del agua en función de las distintas condiciones de fabricación, o de planificación de la producción. De esta manera, este sistema informático permitirá también optimizar el uso del agua y la operación de las plantas de tratamiento de aguas residuales de estas industrias. Esta utilización también será de gran interés si se tiene en cuenta el importante efecto contaminante que tienen estas industrias agroalimentaria (López *et al.*, 1998a)..

A continuación se presentan las pantallas más relevantes del sistema informático desarrollado CIMFROZEN, que siguen el diagrama de flujo expresado en la Figura 4.27:

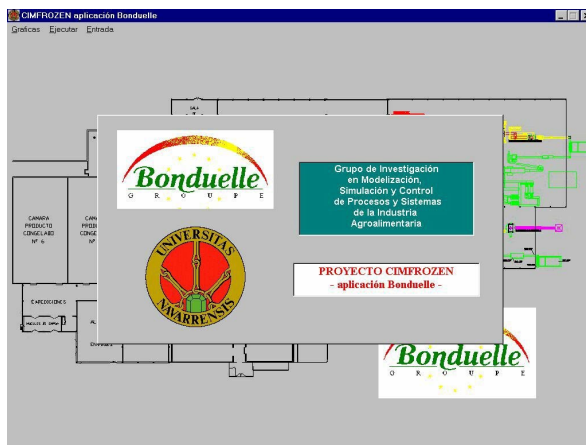


Figura 5.28
Pantalla principal con la presentación del proyecto.

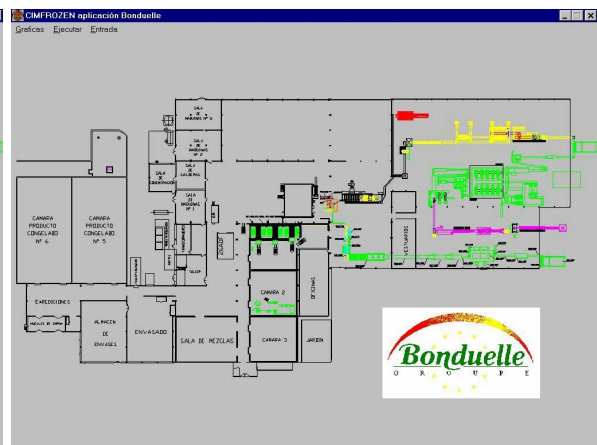


Figura 5.29
Pantalla principal con la imagen en planta de la fábrica en la que se puede pinchar en cada elemento de la fábrica para obtener información.

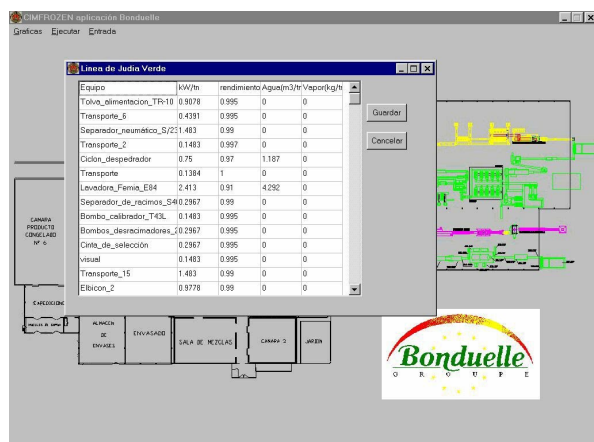


Figura 5.30
Información obtenida al pinchar en la línea de Judía Verde, esta información comprende todos los equipos relacionados con esta línea y sus características en cuanto a modernización y rendimientos.

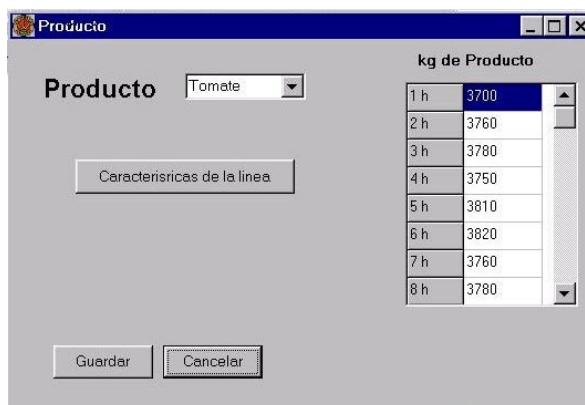


Figura 5.31
Pantalla donde se elige el tipo de producto a producir con sus cantidades detalladas hora a hora. Cada producto está asociado a su vez a una línea determinada y a su vez a unos congeladores determinados.

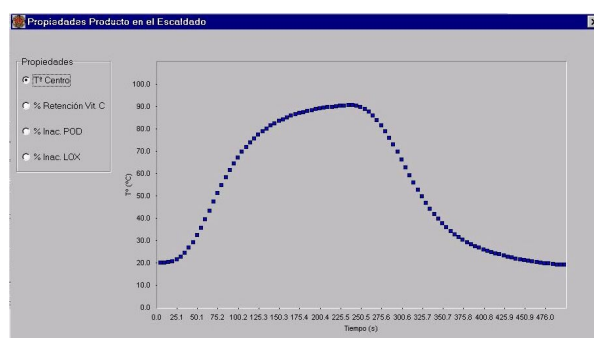


Figura 5.32
Simulación de la temperatura en el centro del producto durante la fase de escaldado.

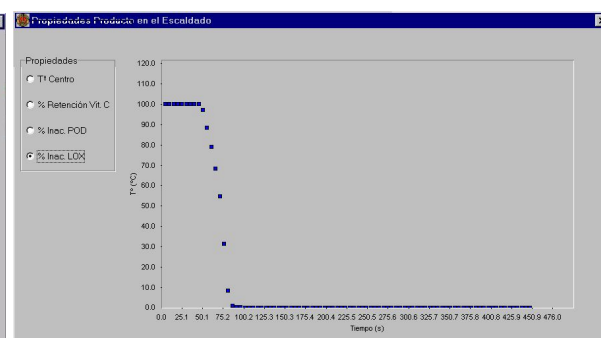


Figura 5.33
Simulación de la retención de la vitamina C en el producto durante la fase de escaldado.

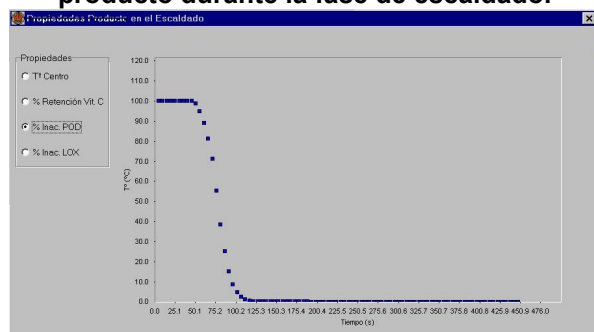


Figura 5.34
Simulación de la Inactivación enzimática de la POD durante la fase de escaldado.

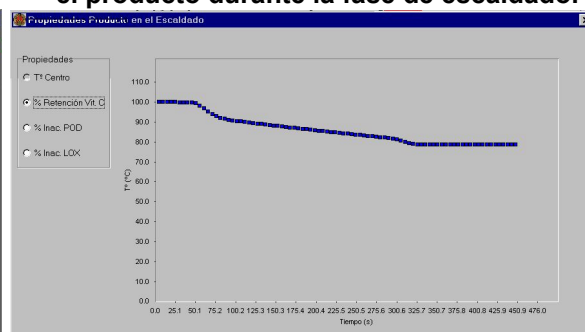


Figura 5.35
Simulación de la Inactivación enzimática de la LOX durante la fase de escaldado.

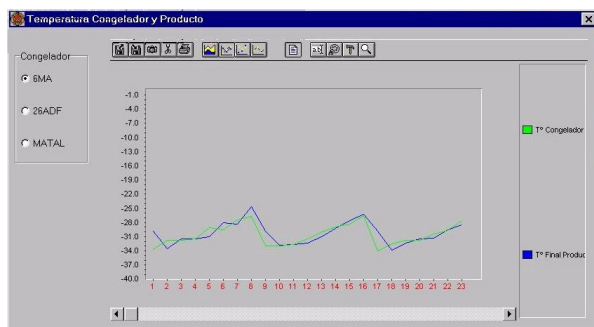


Figura 5.36
Temperatura (°C) obtenida en la simulación en el túnel 6MA del producto y de la temperatura ambiente.

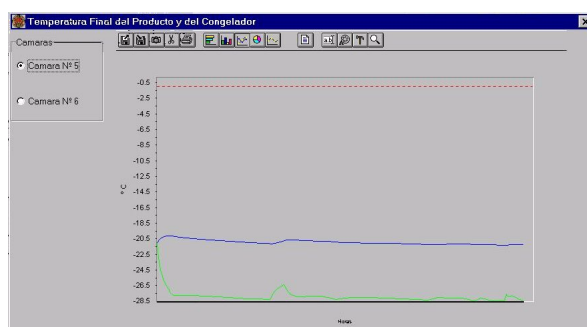


Figura 5.37
Simulación de la respuesta del producto en el interior de un palet a las variaciones de temperatura (°C) provocadas en el interior de la cámara de conservación de congelados.

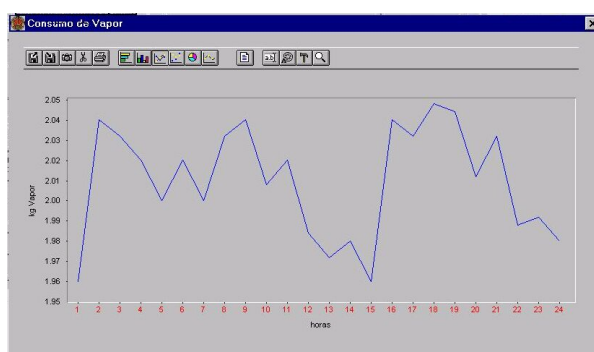


Figura 5.38
Consumo de agua, en m^3 , resultante en la línea según la producción y el tiempo.

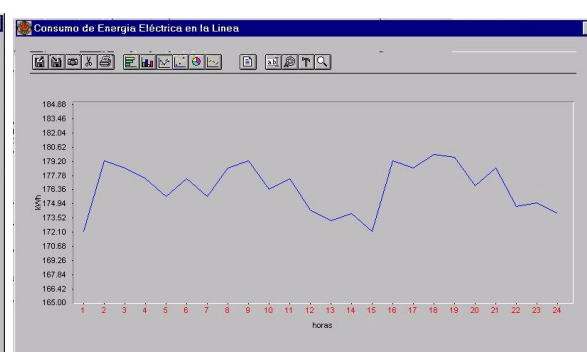


Figura 5.39
Consumos de energía (kWh) de todos los equipos de la línea incluyendo los congeladores.

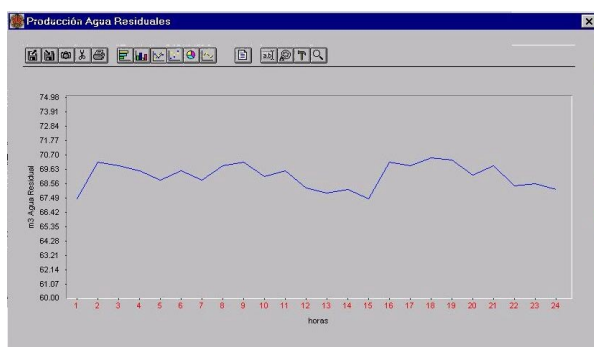


Figura 5.40
Producción de agua residual en m^3 en cada hora.

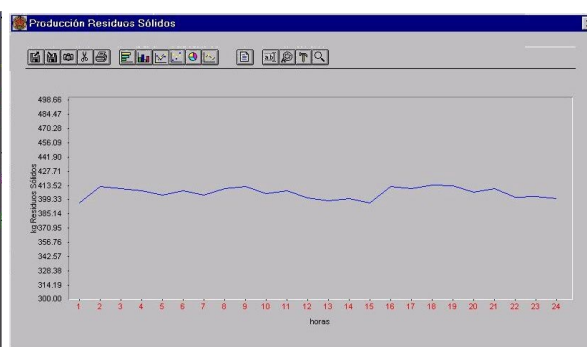


Figura 5.41
Producción de sólidos residuales en kg en cada hora.

Capítulo 6

CONCLUSIONES

6 Conclusiones.

En este trabajo se han desarrollado diversos modelos de instalaciones frigoríficas industriales y cámaras de conservación de congelados y se han diseñado nuevos sistemas de control de una instalación frigorífica de doble compresión que da servicio a unas cámaras de conservación de congelados. Para realizar este control ha sido necesario construir un modelo lineal completo de los procesos y aportar soluciones a los problemas derivados de la incertidumbre y variación de los parámetros y coeficientes del modelo. Además estos modelos han sido integrados dentro de una herramienta de software que modeliza todos los procesos que sufre el producto dentro de una fábrica de alimentos congelados.

A partir de ahí, las principales conclusiones y aportaciones de esta Tesis son:

Se ha desarrollado una serie de modelos de reducidos que permiten simular de una manera satisfactoria las variables más importantes de unas instalaciones frigoríficas reales y los equipos a los que sirven.

Se ha desarrollado un nuevo modelo no-lineal de una cámara de conservación de congelados basándose en un modelo de “dos zonas” que describe de una manera precisa el comportamiento dinámico de la cámara frigorífica y se ha validado este modelo a escala industrial. En este modelo están incluidos los parámetros principales que intervienen, permitiendo comprobar la respuesta de este modelo a todos los componentes variables y su incertidumbre.

Se ha comprobado que el modelo de “una zona” tiene limitaciones a la hora de identificar sus parámetros con los datos físicos reales. En cambio el modelo de “dos

zonas” aporta una mayor identificación física entre los parámetros del modelo y los datos reales de la cámara. Además el modelo de “dos zonas” se ajusta mejor que el de “una zona”.

Se ha desarrollado un nuevo modelo lineal de una cámara de conservación de congelados y su instalación frigorífica. Se ha procedido a linealizar el modelo no-lineal en un punto de operación nominal. Este modelo que se ha comprobado y validado, describe de una manera satisfactoria el comportamiento dinámico y permite su utilización para encontrar las funciones de transferencia entre las distintas variables.

Se ha estudiado el sistema a través de un análisis RGA, con el que se ha encontrado el mejor emparejamiento entre variables manipulables y variables de control, se ha analizado el grado de acoplamiento entre variables y se ha determinado que el sistema MIMO inicial puede descomponerse en tres sistemas SISO como estrategia de control.

En el procedimiento de construcción de los *templates* necesarios para la obtención de las especificaciones frecuenciales de control, se ha desarrollado un nuevo sistema que permite la identificación de una manera gráfica de los parámetros más relevantes desde el punto de vista del diseño del sistema de control.

Se ha diseñado un nuevo sistema de control de la temperatura del recinto basado en la técnica QFT, que obtiene una estabilidad robusta mayor al sistema y sobre todo, un gran rechazo a las perturbaciones como las debidas a las aperturas de puertas en las cámaras. Hasta ahora ningún autor en la bibliografía manejada había utilizado esta técnica en el ámbito de la industria agroalimentaria.

Se ha diseñado un nuevo sistema de control borroso FLC-PI para los diversos compresores de la instalación frigorífica que regula de una manera óptima el funcionamiento de la instalación y que establece el punto óptimo de consumo variando la presión intermedia de la instalación frigorífica. Se ha podido comprobar que, mediante el uso de este control FLC-PI se consigue un ahorro energético cercano al 10% respecto de los sistemas de control convencionales.

Se ha desarrollado una herramienta de software CIMFROZEN que permite la simulación de una fábrica de congelados completa, lo que permite analizar el óptimo de funcionamiento según criterios de consumo de energía eléctrica y de organización de la producción. Por otra parte, este sistema informático permite también optimizar el uso del agua.

Todos estos resultados han podido demostrar el gran interés de las herramientas de modelización y control para conseguir un ahorro de energía y un funcionamiento óptimo dentro de unos márgenes mínimos de temperatura, de la instalación frigorífica y de la cámara de conservación de congelados.

Líneas futuras de investigación.

Las posibles ampliaciones de este trabajo y las líneas futuras de investigación que permitirían continuarlo se podrían centrar en dos aspectos:

- Desarrollo y mejora de nuevos modelos de otros tipos de instalaciones frigoríficas, superando algunas limitaciones en cuanto al tipo de modelos a utilizar.
- Desarrollo de nuevos sistemas de control basados en QFT o FLC de otros

componentes de las instalaciones frigoríficas que sufran incertidumbre en sus parámetros por el desconocimiento de éstos por la variación de los mismos.

Respecto a las posibles aplicaciones, creemos que sería interesante la implementación de estos controles desarrollados en instalaciones frigoríficas de las industrias agroalimentarias, donde el consumo de frío es verdaderamente muy importante.

Por último cabe destacar que los resultados de esta Tesis Doctoral se han presentado en cuatro comunicaciones a congresos (López *et al.*, 1998a), (López *et al.*, 1998b), (Esnoz y López, 2000) (Esnoz *et al.*, 2001).

Capítulo 7

APÉNDICES

7 Apéndices.

7.1 Introducción a la función de transferencia

La mayoría de las técnicas de control necesitan de un modelo del sistema a controlar que describa su comportamiento de una manera suficientemente realista. La mayor parte de los libros de la literatura dedican varios capítulos a la construcción de estos modelos (Dorf y Bishop, 1998; Ogatta, 1998)

Estos capítulos describen algunas técnicas de identificación de esos modelos de sistemas a los que luego se aplican las diversas técnicas de control que se pueden encontrar en la literatura. Estos modelos son construidos mediante ecuaciones matemáticas que pueden ser obtenidas mediante la aplicación de las leyes termodinámicas y físicas que regulan ese sistema, o mediante la aproximación de ese sistema a ciertas ecuaciones matemáticas. La premisa de todos estos modelos es que para su utilización en las técnicas de control debe poderse realizar sobre ellos la transformada de Laplace para obtener lo que se llama función de transferencia. La función de transferencia de un sistema descrito mediante una ecuación diferencial lineal e invariante con el tiempo (LTI), se define como el cociente entre la transformada de Laplace de la salida (función de respuesta) y la transformada de Laplace de la entrada (función de excitación) bajo la suposición de que todas las condiciones iniciales son cero.

Como ejemplo, considérese un proceso que se representa mediante un sistema lineal e invariante con el tiempo descrito por la siguiente ecuación diferencial:

$$a_0^{(n)} y + a_1^{(n-1)} y + \dots + a_{n-1} y + a_n y = b_0^{(m)} x + b_1^{(m-1)} x + \dots + b_{n-1} x + b_n x \quad (n \geq m) \quad [7.1]$$

En donde y es la salida del sistema y x es la entrada. La función de transferencia de este sistema se obtiene tomando la transformada de Laplace de ambos miembros de la ecuación, bajo la suposición de que todas las condiciones iniciales son cero.

$$\text{Función de transferencia} = G(s) = \frac{\mathcal{L}[\text{salida}]}{\mathcal{L}[\text{entrada}]}\bigg|_{\text{condiciones iniciales cero}}$$

$$= \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_0 s^m + b_1 s^{m-1} + \dots + b_{m-1} s + b_m}{a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n} \text{ siendo } s \text{ una variable compleja. [7.2]}$$

A partir del concepto de función de transferencia, es posible representar la dinámica de un sistema mediante ecuaciones algebraicas en s . Si la potencia más alta en el denominador de la función de transferencia es igual a n , el sistema se denomina *sistema de n -ésimo orden*.

La suposición de que el sistema descrito se representa mediante una ecuación diferencial lineal e invariante con el tiempo (LTI), viene restringida porque sólo a estas funciones se puede aplicar la transformada de Laplace.

Un sistema se define como lineal, si satisface las propiedades de superposición y de homogeneidad.

La propiedad de superposición indica que cuando un sistema es sometido a una excitación $x_1(t)$, el sistema tiene una respuesta $y_1(t)$. Si a ese sistema se le somete a otra excitación $x_2(t)$, se obtiene otra respuesta $y_2(t)$. Entonces para un sistema lineal es necesario que ante una excitación $x_1(t) + x_2(t)$, se obtenga una respuesta semejante, $y_1(t) + y_2(t)$.

La propiedad de homogeneidad determina que, para que un sistema sea lineal, la respuesta y debe ser múltiplo de la entrada x por una constante β .

Ello nos lleva a que muchos de los sistemas físicos reales, que no son lineales, se representan mediante sistemas lineales. Incluso aquellos que normalmente se denominan “sistemas lineales”, sólo lo son en rangos de operación limitados.

Un sistema caracterizado por la ecuación $y = x^2$ es no lineal debido a que no cumple la propiedad de superposición. Un sistema representado por la relación $y = m x + b$ es también no lineal por que no satisface la propiedad de homogeneidad.

Debido a esto para poder aplicar las técnicas de control clásicas se debe, o construir modelos lineales de los sistemas, o bien, linealizar los modelos no lineales para poder utilizar la función de transferencia como método para realizar el control del sistema.

Otra transformación que se aplica, es la utilizada para conseguir la función de transferencia discreta. Esta función de transferencia es especialmente útil cuando se aplican técnicas de control digital o métodos de identificación de sistemas dinámicos, ya que para poder utilizar estas técnicas se utilizan señales muestreadas en el tiempo que poseen otras propiedades y características.

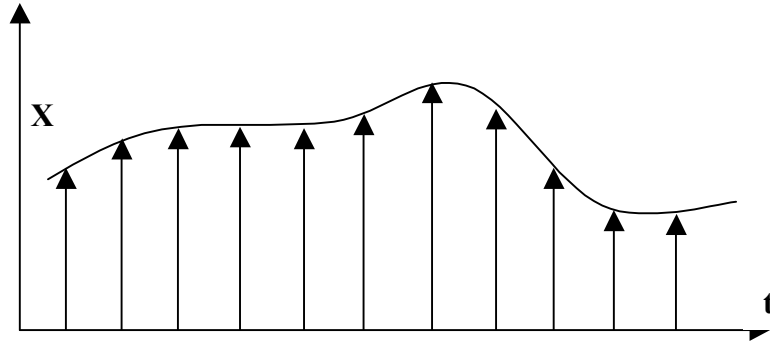


Figura 7.1
Señal continua $X(t)$ muestreada cada KT_o .

Si se tiene una señal continua como la mostrada en la figura 7.1, si se toman valores cada un cierto tiempo T_o se obtiene un señal $X_T(t)$ definida como:

$$X_T(t) = x(KT_o) \text{ para } t = KT_o \quad [7.3]$$

$$X_T(t) = 0 \text{ para } KT_o < t < (K+1)T_o \quad [7.4]$$

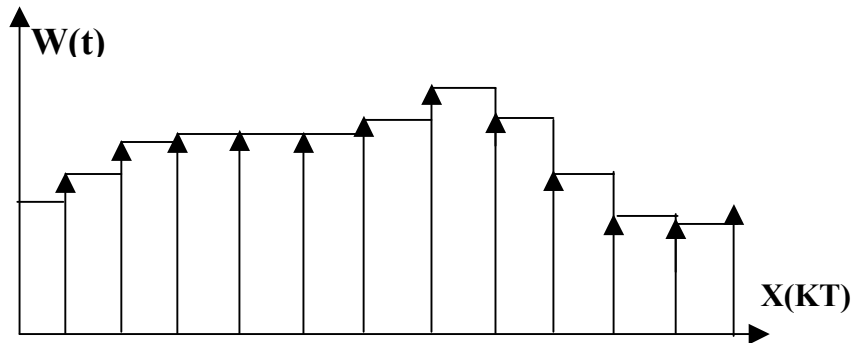


Figura 7.2
Señal discreta formada a partir de los datos muestreados

Para formar una función de tiempo discreto (figura 7.2) se procede de la siguiente manera:

$$X(t) = \frac{1}{T_o} \int_0^t W(t) \cdot dt \quad [7.5]$$

$$X(KT_o) = \frac{1}{T_o} \sum_{v=0}^{K-1} T_o \cdot W(vT_o) \quad [7.6]$$

Se podría haber escrito también:

$$X((K+1)T_o) = \frac{1}{T} \sum_{v=0}^K T_o \cdot W(vT_o) \quad [7.8]$$

Restando una de otra se obtiene:

$$X((K+1)T_o) - X(KT_o) = \frac{T_o}{T} W(KT_o) \quad [7.9]$$

O lo que es lo mismo si se agrupa los términos en constantes se obtiene una ecuación en diferencias.

$$X(K+1) - a_1 X(K) = b_1 W(KT_o) \quad [7.10]$$

En general, las funciones que dependan a su vez de otra función temporal pueden escribirse en forma recursiva mediante ecuaciones en diferencias. Es en esta forma en la que una computadora o un microcontrolador puede tratar la mayoría de funciones de control y es también así como se expresan las funciones de transferencia en varios de los métodos de modelización.

La salida de un sistema lineal discreto se puede representar por su ecuación en diferencias:

$$y(k) = \sum_{l=1}^{\infty} g(l) \cdot u(k-l) \quad [7.11]$$

Si se introduce un operador q de adelanto, que se puede definir como:

$$q \cdot u(k) \equiv u(k+1) \quad [7.12]$$

y su inverso, el operador q^{-1} de retraso:

$$q^{-1} \cdot u(k) \equiv u(k-1) \quad [7.13]$$

De esa manera, la salida de un sistema lineal discreto se puede reescribir de la siguiente manera:

$$y(k) = \sum_{l=1}^{\infty} g(l) \cdot u(k-l) = \sum_{l=1}^{\infty} g(l) \cdot q^{-l} u(k) = \left[\sum_{l=1}^{\infty} g(l) \cdot q^{-l} \right] \cdot u(k) = G(q) \cdot u(k) \quad [7.14]$$

Donde $G(q)$ representa la función de transferencia del sistema lineal.

$$G(q) = \sum_{lk=1}^{\infty} g(k) \cdot q^{-lk} \quad [7.15]$$

O de otra forma

$$G(q) = g_1 \cdot q^{-1} + g_1 \cdot q^{-1} + \dots + g_{n-1} \cdot q^{-(n-1)} + g_n \cdot q^{-n} \quad [7.16]$$

Otra transformación posible y muy utilizada en el caso de control es utilizar la transformada en Z para convertir la transformada de Laplace en una función de transferencia discreta. Esto permite la conversión de sistemas de control desarrollados en el plano-S, en controles discretos fácilmente utilizables gracias a los microprocesadores, los PLC o los ordenadores aplicados al control de procesos.

7.2. Introducción a la linealización de sistemas

En esta sección se presentara una técnica de linealización aplicable a muchos sistemas no lineales. El proceso de linealizar sistemas no lineales es importante, porque el proceso de linealizar ecuaciones no lineales permite aplicar numerosos métodos de análisis lineal que proporcionan información acerca del comportamiento de los sistemas no lineales. El procedimiento de linealización que se presenta aquí se basa en la expansión de la función no lineal en series de Taylor alrededor del punto de operación y la retención sólo del término lineal (Dorf y Bishop,1998; Ogatta,1998). Debido a que no se considera los términos de orden superior de la expansión en series de Taylor, estos términos no considerados deben ser suficientemente pequeños; es decir, las variables sólo se desvían ligeramente de la condición de operación.

A continuación se presenta primero los aspectos matemáticos de la técnica de linealización.

A fin de obtener un modelo matemático lineal para un sistema no lineal, se supone que las variables sólo se desvían ligeramente de alguna condición de operación. Como ejemplo, considérese un sistema cuya entrada es $x(t)$ y cuya salida es $y(t)$. La relación entre $y(t)$ y $x(t)$ se obtiene mediante:

$$y = f(x) \quad [7.17]$$

Si la condición de operación normal corresponde a \bar{x} , \bar{y} , y la ecuación se expande en series de Taylor alrededor de este punto, del modo siguiente:

$$y = f(x) \quad [7.18]$$

$$= f(\bar{x}) + \frac{df}{dx}(\bar{x})(x - \bar{x}) + \frac{1}{2!} \frac{d^2 f}{dx^2}(\bar{x})(x - \bar{x})^2 + \dots \quad [7.19]$$

En donde las derivadas $df/dx, d^2f/dx^2, \dots$ se evalúan en $x = \bar{x}$. Si la variación $x - \bar{x}$ es pequeña, es posible no considerar los términos de orden superior en $x - \bar{x}$. A continuación, la ecuación se escribe como:

$$y = \bar{y} + K(x - \bar{x}) \quad [4.20]$$

en donde

$$\bar{y} = f(\bar{x}) \quad [7.21]$$

$$K = \left. \frac{df}{dx} \right|_{x=\bar{x}} \quad [7.22]$$

La ecuación anterior puede reescribirse como

$$y - \bar{y} = K(x - \bar{x}) \quad [7.23]$$

Lo cual indica que $y - \bar{y}$ es proporcional a $x - \bar{x}$. La ecuación anterior describe un modelo matemático lineal para el sistema no lineal obtenido mediante la ecuación $y = f(x)$ cerca del punto de operación $x = \bar{x}$, $y = \bar{y}$.

A continuación, considérese un sistema no lineal cuya salida y es una función de dos entradas x_1 y x_2 , de modo que

$$y = f(x_1, x_2) \quad [7.24]$$

A fin de obtener una aproximación lineal para este sistema no lineal, es posible expandir la ecuación anterior en series de Taylor alrededor del punto de operación normal \bar{x}_1, \bar{x}_2 . Después, la ecuación se convierte en

$$y = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2) + \left[\frac{\partial f}{\partial x_1} (x_1 - \bar{x}_1) + \frac{\partial f}{\partial x_2} (x_2 - \bar{x}_2) \right] + \frac{1}{2!} \left[\frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} (x_1 - \bar{x}_1)^2 + 2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} (x_1 - \bar{x}_1)(x_2 - \bar{x}_2) + \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} (x_2 - \bar{x}_2)^2 \right] + \dots \quad [7.24]$$

En donde las derivadas parciales se evalúan para $x_1 = \bar{x}_1, x_2 = \bar{x}_2$. Cerca del punto de operación normal, es posible no considerar los términos de orden superior. A continuación el modelo matemático lineal de este sistema no lineal alrededor de la condición de operación normal se obtiene mediante:

$$y - \bar{y} = K_1 (x_1 - \bar{x}_1) + K_2 (x_2 - \bar{x}_2) \quad [7.25]$$

En donde

$$\bar{y} = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2)$$

$$K_1 = \left. \frac{\partial f}{\partial x_1} \right|_{x_1 = \bar{x}_1, x_2 = \bar{x}_2} \quad [7.26]$$

$$K_2 = \left. \frac{\partial f}{\partial x_2} \right|_{x_1 = \bar{x}_1, x_2 = \bar{x}_2}$$

La técnica de linealización presentada aquí es válida alrededor de la condición de operación. Sin embargo, si las condiciones de operación varían ampliamente, tales ecuaciones linealizadas no son adecuadas y deben manejarse ecuaciones no lineales.

7.3 Referencias Bibliográficas.

- Acedo-Sánchez J.,1995, Instrumentación y control de procesos. Cap. 10. Control de compresores dinámicos., *Ingeniería Química*, 27,(311): 133-140.
- Adria, I., 1992, Control informatizado de las instalaciones frigoríficas del matadero, *Montajes e Instalaciones*, 4: 81-86
- Altafini, C. y Furini,M., 1997, Robust Control of a flash dryer plant, *IEEE Int. Conf. on control applications*, pp. 785-787
- ASHARE, 1994, *REFRIGERATION Systems and Applications*, ASHRAE Inc., Atlanta, EEUU.
- Banga, J. R.,2000, Curso sobre avances en la Optimización de las industrias agroalimentarias, *Programa de Doctorado Ingeniería del procesado de los Alimentos*. Area Tecnología de los Alimentos. Dpto. Química Aplicada. E.T.S.I.A. Universidad Pública de Navarra, Mayo 2000.
- Bartolini, C.M. y Caresana, F., 1991, Mathematical model for prediction of screw compressor performance, *Proc 18th Int. congress of refrigeration*, Montreal, 3: 1239-1243
- Becker, M.; Hasse, H.; Litz, L., 1995, Fuzzy Control: A new method for automation of refrigeration systems, *Ki luft und kaltetechnik*, 31,(5): 232-236
- Becker, M.;Hasse, H.; Grossmann, K.; Litz, L., 1995, Top down model for the simulation of the dynamic behavior of cold storage plants, *presented at 19th International congress of refrigeration*, La Haya.

- Beckey, T.J., 1986, Modeling and verification of vapour compression heat pump. *Refrig. Sci. and Tech.* 1: 175-183.
- Bettanini, E., 1995, Heat Transfer on cold frosting surfaces, *Termotecnica*, 49 (5):73-82.
- Bierson, G., 1988, *Principles of Feedback Control*, Vol 1, Ed. Wiley, pp 94-105
- Borghesani C., Chait Y., Yaniv O., 1996, *Quantitative feedback Theory for use with Matlab*, Ed. Mathworks Inc.
- Botros, K.K.; Campbell, P.J.; Mah, D.B., 1991, Dynamic simulation of compressor station operation including centrifugal compressor and gas turbine. *Transactions of the ASME* ,113 (2): 300-311.
- Bristol, E.H., 1966, On a new measure of interactions for multivariable process control, *IEEE Tran. Automatic Control*, 1: 133-154.
- Chen, Z.J. and Lin, W.H., 1991, Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system, *Int. J. of Refrigeration*, 14 (6): 329-335
- Cheung, JYM y Sooban, A., 1997, Fuzzy logic controller for industrial refrigeration systems, *Proc. the IPAC Conference, Pergamon, Oxford, UK*, 1997, 2: 745-750
- Chi, J.; Didion, D., 1982, A simulation model of the transient performance of a heat pump. *Int. J. of Refrigeration.*, 5 (3):176-184.
- Chia, P.K.; Tso, C.P.; et al., 1997, Fuzzy control of superheat in container refrigeration using an electronic expansion valve, *HVAC & R Research.*, 3 (1): 81-97.
- Chuen Chien, L.,1990a, Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller: Part I, *IEEE Trans. On Systema, Man & Cybernetics*, 20 (2): 404-418

- Chuen Chien, L.,1990b, Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller: Part II, *IEEE Trans. On Systema, Man & Cybernetics*, 20 (2): 419-435
- Cleland, A.C., 1983, Simulation of industrial refrigeration plants under variable load conditions, *International Journal of Refrigeration*, 6 (1): 11-19.
- Cleland, A.C., 1986, Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties, *International Journal of Refrigeration*, 9: 346-351.
- Cleland, A.C.,1990, *Food Refrigeration Processes: Analysis, Design and Simulation*. Elsevier Science Publishers Ltd., Essex, England.
- Cleland, D.J.; Boyd, N.S.; Cleland, A.C., 1982, A model for fish freezing and storage on board small zealand fishing vessels. *Refrig. Sci. and Tech.*, 1: 147-156.
- Cleland, D.J.; Cleland, A.C., 1989, Appropriate level of model complexity in dynamic simulation of refrigeration systems. *Refrig. Sci. and Tech.*, 1: 261-268.
- Cleland, D.J.; Cleland, A.C., 1989b , Development of generalised software for simulation of refrigerating system performance. *Refrig. Sci. and Tech.*, 1: 254-260.
- Colding, L.; Holst, J.; Danig, P.O.; Thuesen, A., 1991, Dynamic model of refrigerating systems using air cooled condensers. *Proc. 18th Int. Congr. of Refrig.*, 3: 1208-1212.
- Costa, J.; Cervera, A; Cunill, F.; Esplugas, S.; Mans, C.; Mata, J., 1994, *Curso de Ingeniería Química. Introducción a los procesos, las operaciones unitarias y los fenómenos de transporte*. Ed. Reverté, Barcelona.
- Davies, W.D.T., 1970, *System Identification for self-adaptive control*, New York,NY: John Wiley Ed.

- Díaz, J.M., 1995, *Industria Frigorífica y Medio Ambiente*. Documentos Cotec sobre necesidades tecnológicas N. 5. Fundación COTEC para la innovación tecnológica, Madrid.
- Domanski, P. y Didion, D.A., 1988, Computer modeling of the vapor compression cycle with constant low area expansion device. *NBS Building Science Series 135*, National Institute of Standards and Technology, USA.
- Dorf R.C. y Bishop, H., 1998, *Modern Control Systems*, Ed.
- Downing C.C. y Meffert W.A., 1993, Effectiveness of cold storage door infiltration protective devices, *ASHRAE Transactions*, 99(2)
- Dutto, T. y Hivet, B., 1993, Effect of speed variation on the performance of refrigeration compressors. *Chauffage, ventilation, conditionnement*, 69 (8-9): 18-19
- Edwards, B. F. y Fleming, A. K., 1979, The reduction of energy consumption due to fans in refrigerated areas, *International Journal of Refrigeration*, 2 (1): 35-39.
- Esnoz A. y López A., 2000, Modelling refrigeration systems for control applications, *Proc of Improving postharvest technologies of Friuts, vegetables and ornamentals*, Murcia, España.
- Esnoz A., López A. y Arroqui, C., 2001, Modelo de cámaras de conservación de congelados para su aplicación al control. *Proc. Congreso de AgroIngeniería 2001*, Valencia, España, 1: 289-294.
- Fleming, J.S., Tang J. y Anderson H., 1994, Optimisation techniques applied to design of a refrigeration twin screw compressor, *Int. Compressor Engineering Conf., Purdue*, 2: 641-646

Fleming, J.S.; Tang Y.; Xing Z.W. y Cook G., 1995, The use of superfeed in a refrigeration plant with a twin screw compressor: An optimisation technique for plant design, *19th International Congress of Refrigeration, La Haya*, 1995.

Garcia-Sanz M., 1997, Curso sobre Control robusto, *Programa de doctorado de Técnicas avanzadas en control y razonamiento*. Dpto. de Ingeniería de sistemas y automática. Univ. Pub. de Navarra.

García-Sanz, M., 1997, A reduced model of central heating systems as a realistic scenario for analyzing control strategies, *Appl. Math. Modelling*, 21: 535-545

Garcia-Sanz, M., 1999, Stability criteria in non-polar diagrams. *Int. J. Elect. Enging*, 3: 65-72

Gerwen, R.J.M. y Oort, H., 1989, Use of fluid dynamics simulation models in cold store design. *Proc. of commission B2*, Bristol, UK pp 163-169

Giarrantano, J.C. y Riley, G., 1994, *Expert systems principles and programming (2nd ed.)*, PWS Pub. Co., EEUU.

Godfrey, K.R., 1970, The application of pseudo-random sequences to industrial process and nuclear power plants, *Proc. IFAC Symposium: Identification & Process Parameter estimation*, pp 1-10, Praga, (Chequia).

GoldFarg, S.y Oldham, J., 1996, Refrigeration loop dynamic analysis using PROTISS, *Computer & Chemical Engineering*, 20: 811-816.

Gosney, W.B. y Olama, H.A.L., 1975, Heat ad Entalphy gains trough cold room doorways. *presented before The Institute of Refriegration at the faculty of Enviroment Science and Technology*, The Polytecnic of the South Bank, Londres.

Gracie, J., 1995, The 'stat controler, *Frozen and chilled foods*, 49 (5): 34.

- Grimmелиus, H.T., 1995, Modelling of a compression refrigeration plant for fault simulation, *Proc. 19th International congress of refrigeration*, La Haya, 3a: 299-306
- Gruda, Z., 1986, *Tecnología de la congelación de alimentos*, Ed. Acribia Zaragoza.
- Günther, E.; Kinne, L.; Najork, H., 1984, Dynamic simulation of the start behaviour of hermetic refrigerant compressors operating in refrigerating plant. *Refrig. Sci. and Tech.* 2: 177-185.
- Haddad, W.M.; *et al.*, “Optimal nonlinear robust control for nonlinear uncertain cascade systems”, *AM control conference*, 1997, 1:403-407
- Hall, A.J., 1992, Advances in refrigeration control systems, *Refrigeration and air conditioning*, 3: 13-16.
- Hargreaves, B. y James, R.W., 1996, A model of a marine chilled water plant for microprocessor control development, *International Journal of Refrigeration*, pp. 28-38, 1996.
- Hegglin, A., 1995, Control in refrigeration: Strategies and components, *presented at 19th International congress of refrigeration*, La Haya.
- Henderson, D.K. y Hess, R.A., 1997, Approximations for quantitative feedback theory designs, *Jnl. of guidance, control, and dynamics*, 20 (4): 828-831
- Hendrix, W.A.F., Henderson, D.R. y Jackson, H.Z., 1989, Infiltration heat gains trough cold storage room doorways, *ASHRAE Transactions* 95(2)
- Horowitz, I. y Sidi, M., 1972, Synthesis of feedback systems with large plant ignorance for prescribed time-domain tolerances, *Int. J. Control*, 16 (2): 287-309
- Horowitz, I., 1963, *Synthesis of feedback systems*. Ed. Academic Press, New York,

EEUU

- Horowitz, I., 1976, Synthesis of feedback systems with nonlinear time-varying uncertain plants to satisfy quantitative performance specifications, *Proceedings of the IEEE*, 64 (1): 123-130
- Horowitz, I., 1981, Quantitative synthesis of uncertain non-linear feedback systems with non-minimum phase inputs, *Int. J. of Systems*, 12 (1): 55-76
- Horowitz, I., 1991, Survey of quantitative feedback theory (QFT), *Int. J. of Control*, 53 (2): 255-291
- Horowitz, I., 1992, *Quantitative feedback design theory (QFT)*, QFT Publications, EEUU.
- Houpis C.H.; Sating, R.R.; Rasmussen, S.; Sheldon, S., 1994, Quantitative feedback theory technique and applications, *Int. J. of Control*, 59 (1): 39-70
- Houpis, C.H. y Pacher, M., 1997, Application of Qft to control systems design – an outline for engineers, *Int. Jnl. of Robust and Nonlinear Control*, 7 (6): 515-531
- Huang, Y., Whittaker, A.d. y Lacey, R.E., 1998, Internal model control for a continuous, snack food frying process using neural networks, *Trans. ASAE*, 41: 1519-1525
- Ibarrola, J., 1998, *Modelización y control predictivo de una planta de pasterización*, Tesis doctoral, Univ. Pub. de Navarra, Pamplona, España.
- Jakobsen, A., 1995, Dynamic modelling and simulation of a domestic refrigerator. *Proc. 19th Int. Congr. of Refrig.*, 3a: 345-352.
- James, K.A. y James, R.W., 1986, *Dynamic analysis of a heat pump using established modelling techniques*. Technical memorandum 98, Institute of Enviromental

Engineering, Polytechnic of The South Bank, London.

James, K.A.; James, R.W.; Dunn, A., 1985, *A critical survey of dynamic mathematical models of refrigeration systems and heat pumps and their components*. Technical memorandum 97, Institute of Environmental Engineering, Polytechnic of The South Bank, London.

James, K.A.; James, R.W.; Dunn, A., 1987, Development of a thermodynamically based mathematical model of a novel heat pump, *Proc. Inst. Refrigeration*, b: 629-634.

James, R.W. y Marshall, S.A., 1974, Dynamic analysis of refrigeration systems, *Proc. Inst. Refrigeration*, 70: 13-24.

Jian W.L. y Zaheeruddin, M., 1998, Sub-optimal On-Off switching control strategies for chilled water cooling systems with storage, *Applied Thermal Engineering*, 18, (6): 369-386.

Johansson, R., 1993, *System Modeling Identification*, Ed. Prentice Hall.

Jonsson, S., 1991, Performance simulations of twin-screw compressors, *International Journal of Refrigeration*, 14 (6): 345-350.

Kattakayam, T y Srinivasan, K, 1999, Robust controller for an autonomous small refrigeration unit, *IEE-Proc. Science, Measurement and Technology*, 146 (3): 159-163

Koelet, P.C., 1997, *Frío Industrial: Fundamentos, diseño y aplicaciones*. Ed. Madrid Vicente, Madrid, España.

Kolbe, E. y Scknekenburger, R., 1991, Temperature monitor for freezers and stores, *Int. Jnl. of Refrigeration*, 14: 117-119.

- Kondepudi S.N. y O'Neal, D.L., 1970, Modelling tube-fin heat exchangers under frosting conditions, *Transactions of the ASME*, pp. 1289-1293.
- Kundergi, R. y Nataraj, P.S.V., 1994, Evaporator control design; a quantitative feed theory approach, *IEEE conference on control applications*, 2: 1473-1474
- Lavrac N. y Dzeroski S., 1994, *Inductive Logic Programming. Techniques and Applications*, Ellis Horwood Ed., EEUU.
- Lera G., 1994, Identificación de sistemas dinámicos, *Programa de doctorado de Técnicas avanzadas en control y razonamiento*. Dpto. de Ingeniería de sistemas y automática. Univ. Pub. de Navarra.
- Lindsay, D. ,1994, Control applications, *Food technology in New Zealand*, 29: 30-32.
- López A., Arroqui C., Vírseda P., Pipaon J., Esnoz A., 1998c, Modelo matemático del proceso de escaldado de vegetales, *ALIMENTACIÓN, EQUIPOS Y TECNOLOGÍA*, 17 (5): 59-65
- López A., Esnoz A., Martínez G., Vírseda P., Pipaon J., Arroqui C, 1998a, CIMFROZEN: A tool for simulation of waste production in frozen vegetables plants, *Proc. WASTE-DECISION'98. On Engineering of Decision Support Systems in Bio-Industries*.
- López A., Esnoz A., Martínez G., Vírseda P., Pipaon J., Arroqui C, 1998b, CIMFROZEN: A tool for simulation of frozen vegetables plants, *Proc. BIO-DECISION'98. On Engineering of Decision Support Systems in Bio-Industries*
- López A., Pipaon J., Vírseda P., Esnoz A., Martínez G, 1997, Modelización matemática de la transmisión de calor y la distribución de temperatura en el producto congelado almacenado en cámaras de conservación de congelados,

ALIMENTARIA, Ed. EYPASA Madrid (España), 290: 77-82

- López, A., 1988, *Diseño de Instalaciones Frigoríficas para la industria agroalimentaria*. Asociación de Ingenieros Agrónomos de Cataluña Ed., Barcelona.
- López, A., Cabezas, A., 1994, *Las instalaciones frigoríficas en la industria agroalimentaria*, Refrigeración - Frial, 32:30-36.
- López, A., 1995, Review of energy efficient technologies in the refrigeration systems of the agrofood industry. *Thermie Programme Action N I 185*, Institut Català d'Energia, Barcelona.
- Lovatt, S.J.; Loeffen, M.P.F.; Cleland, A.C., 1998, Improved dynamic simulation of multi-temperature industrial refrigeration systems for food chilling, freezing and cold storage, *Int. J. of Refrigeration*, 21 (3): 247-260
- Lucas, P. y Gaga, L.V.D, 1991, *Principles of Expert Systems*, Addison-Wesley Ed. EEUU.
- Lukasiwicz, J., 1975, Estudios de lógica y filosofía, *Revista de Occidente*, Madrid.
- MacArthur, J.W., 1984, Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation. *Int. J. of Refrigeration*, 7: 123-132.
- MacCarthy, D. y Coughlan, C., 1992, *Continous monitoring of refrigeration plant efficiency*, in *Advances in food engineering*, Ed. R. P. Singhand and M.A. Wirakartasumah, London: CRC Press, pp. 333-340.
- Malki, H., Li, H. y Chen G., 1994, new design and stability analysis of fuzzy proportional-derivative control systems, *IEEE Trans. On fuzzy systems*, 2 (4): 245-253.

- Mandami, E.H. y Gaines, B.R., 1981, *Fuzzy Reasoning and its applications*, Academic Press, London.
- Manor, L., 1997, Refrigeration control devices, *ASHRAE Journal*, SEP: 47-49
- Marchant A.N. y Davies T.W., 1992, Refrigerated storage: real-time control using intelligent parameter passing, *International Journal of Refrigerating*, 17 (2): 109-116.
- Marchant A.N. y Davies, T.W., 1994, Artificial Intelligence Techniques for the control of refrigerated potato stores. Part1: Methods and structure, *J. Agric. Engng Res.*, 58:17-25.
- Marshall S.A. y James. R. W., 1975, Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control, *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 189 (44/75): 437-445.
- Marshall, S.A. y James, R.W., 1973, An investigation into the modelling and control of an industrial refrigeration system. *United Kingdom Automation Council, 5th Control Convention*, Bath, pp 171-185.
- Marshall, S.A. y James, R.W., 1975, Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control. *Proc. I. Mech.*, 189 (44): 437-444.
- Matías F., 1992, *Diseño de controladores borrosos*, Tesis Doctoral de la Universidad Politécnica de Madrid, Madrid
- MINER, 1995, *Censo de la Industria Frigorífica Nacional: Año 1991*, Centro de publicaciones. Ministerio de Industria, Comercio y Turismo, Madrid.
- Mittal G.S., 1997, *Computerized control systems in the food industry*, Ed. Marcel Delkker, Inc., New York (EEUU).

- Moinard, S. y Givois, E., 1995, Modelling and simulation of natural gas air conditioning systems, *Proc. 19th International congress of refrigeration*, La Haya, 3b: 832-841.
- Moreira, R.G., 2001, *Automatic Control for Food Processing Systems*, Aspen Publishers, Inc., Gaithersburg, Maryland, EEUU
- Motta, S.Y.; Quintella, M.A.; Pereira, R.H.; Braga, S.L.; Parise, J.A.R.; Pereira, E.A.G., 1995, Performance analysis of air-cooled condensing units, *Proc. 19th Int. Congr. of Refrig.*, 3a: 395-402.
- Najork, H., 1975, Problems and experiences concerning dynamic behaviour of a compression refrigerating machine, *Progress in refrigeration science and technology*, pp. 1021-1028.
- Nastran V., 1995, Program control of a refrigerating machine, *Proc. 19th International congress of refrigeration*, La Haya, 3a: 404-411.
- Ogata LK., 1998, *Ingeniería de control moderna*, Ed. Prentice Hall, Mexico
- Outtagars A., Haberschill, P., and Lallemant, M., 1995, Etude de lois de commande adaptatives utilisables pour des détendeurs électroniques de machines frigorifiques, *Proc. 19th International congress of refrigeration*, La Haya, 3a: 421-429.
- Parker, R.O. y Trebal, R.E., 1961, The heat, Mass transfer characteristics of evaporative coolers. *AIChE Chemical Engineering Progress Symposiums Series*, 32 (57): 138-149
- Peinturier, H.; Cyssau, R.; Meynet, H., 1992, Fuzzy Logic, *Promoclime*, 23 (5): 338-342.

- Pelloni, P., Casoli, P. Toderi, G., Verza, U., 1995, Compression simulation in screw compressors, *La Termotecnica*, 49 (3): 87-91.
- Peterson, D., Glasser, D., Williams, D. and Ramsden, R., 1988, Predicting the performance of an evaporative condenser, *Jnl of heat transfer-trans of the ASME*, 110 (3): 748-753.
- Pettit, N.B.O.L.; Willatzen, M.; Ploug-Sorensen, L., 1998, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II, *Int. Jnl. of Refrigeration*, 21 (5): 404-414
- Pinazo, J.M. 1995. *Cálculos en instalaciones frigoríficas*. Ed. Ser. Pub. UPV, Valencia, España.
- Qing-Chao Wang, Shen-Min Hu, Rong Liu, Bao-cai Yu, Chang-jiang Zhao, 1997, Intelligent control for refrigerating system of low-voltage and high-power ammonia compressor, *IEEE International Conference on Intelligent Procesing Systems*, 1: 759-763.
- Qureshi, T.Q. y Tassou, S.A., 1996, Variable-speed capacity control in refrigeration systems, *Applied Thermal Engieenring*, 16 (2): 103-113.
- Radcenco, V.; Bejan, A.; Vargas, V.C. y Lim, J.S., 1995, Two design aspects of defrosting refrigerators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18 (2): 76-96.
- Rahman Ali, A.A.; San José, J.F. y Javier Rey, F., 1992, Modelado térmico de un compresor de tornillo de una instalación frigorífica, *Montajes e Instalaciones*, 248: 113-116
- Rasmussen, B.D., 1995, Modelling of a variable speed hermetic compressor, *Proc. 19th Int. Congr. of Refrig.*, The Haya, 3a: 445-452.

- Ree, H., Basting, W.J., Niervergeld, P.G.M., 1974, Prediction of temperature distributions in cargoes with the aid of a computer program using the method of finite elements. *Proc. Of commission D2*, Wageningen, The Netherlands, 2: 195-220.
- Rolfsman, L. y Wihlborg, S., 1996, Screw compressor capacity regulated by stepless, *Abb Review*, 4: 18-23.
- Saul J., 1996, Development of a comprehensive thermodynamic modeling system for refrigerant screw compressors, *presentado en la Int . compressor engineering conf at Purdue*, Purdue.
- Sheng Liu; Xiangdong He; Asada H.; Hiroyuki Itoh; Kouichi Nakagawa, 1996, Multivariable control of vapor compression cycles: coordination of compressor and expansion valve, *presentado en el 13th World Congress, Int. Federation of automatic control*, San Francisco, USA.
- Shiming J.; Shen X.; Wang L. y Jinzu X. , 1995, Intelligent control tactics and realization for test condition of compressor refrigerating capacity test system, *Proc. 19th International congress of refrigeration*, La Haya, 3a: 353-359.
- Skjöldebrand, C; Sundström, B.; Janestad, H. y Andersson, G., 1994, *Simulation in food processes. A tool for training operators in production*, In *Automatic Control of Food and Biological Processes*. SIK. Ed. J.J. Bimbenet, E. Dumoulin, E. and Trystram, G. Elsevier Science B. V. Göteborg, Sweden.
- Söderström, T. y Stoica, P., 1989, *System Identification*, Englewood Cliffs, NJ: Ed. Prentice Hall.
- Sokulski, M.B., 1972, Sharp freezer room calculations, *Refrigeration Science and*

Techonology. 2: 343-353

Stefanutti, U. V., 1995, Control in refrigerating plants, *Zerosottozero*, 4 (2): 31-42.

Stoecker, W.F., 1995, *Industrial Refrigeration Handbook*. Ed. McGraw-Hill, EEUU.

Szczechowiak, E y Rainczak J, 1987, The cooling chamber and the air cooler operation in unsteady states. *Proc. 17th Int. Congr. Refrig.*, b: 864-869

Tang, Y. y Fleming, J.S, 1992, Simulation of the working process of an oil flooded helical screw compressor with liquid refrigerant injection, *Proc Compressor engineering: 11th Int. Conf.*, pp 213-220

Tassou, S.A. y Qureshi, T.Q., 1998, Comparative performance of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications, *Int. Journal of refrigeration*, 21 (1): 29-41

Tojo, K.; Takao, K.; Ito, M.; Hayase, I. y Takahashi, Y., 1990, Dynamic behaviour of variable displacement compressor for automotive air conditioners, *Society of Automotive Engineers (SAE) Transactions*, 99 (6): 40-48.

Trillas, E.; Alsina C. y Terricabras J.M., 1995, *Introducción a la Lógica Borrosa*, Ed. Ariel, Barcelona, España.

Ungar, L.H.; Hartamn, E.J.; Keeler, J.D. y Martin, G.D., 1996, Process modeling and control using neural networks, *AIChE proc*, 312 (92): 57-65

Wang, H. y Toubert, S., 1990, Distributed dynamic modelling of a refrigerated room, *Int. J. of Refrig.*, 13: 214-222

Wang, H., 1991, *Modelling of a refrigerating system coupled with a refrigerated room*, Thesis Faculty of Mechanical Engineering and Marine technology. Delft:

- Delft University of Technology, pp. 211.
- Weeb, R.L., 1984, Algorithms for performance simulation of cooling towers, evaporative condensers, and fluid coolers, *Ashrae Trans.*, 90: 416-457.
- Welch, D.S., 1997, Systematic control of multiple compressor installations, *Facilities Engineering Jnl.*, 24 (1): 21-23
- Wile, D.D., 1950, Evaporative Condenser Performance Factors, *Refrigerating Engineering*, 58 (1): 55-63.
- Willatzen, M.; Pettit, N.B.O.L. y Ploug-Sorensen, L., 1998, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I, *Int. Jnl. of Refrigeration*, 21 (5): 398-403
- Xi Shen; Shimin Ji; Liexin Wang; Jinzu, Xi y Gouju Zao., 1995, Experimental verification of a mathematical model for simulation of a compressor refrigeration capacity test system, *Proc. 19th IIR Congress*, The Hague, 3a: 530-537.
- Xia, J. y Huang, S., 1991, Fuzzy control of enviroment test room for refrigerating and airconditioning equipment, *Progress in refrigeration science and tchnology*, pp. 495-500.
- Yaniv O. y Boneh, R., 1997, Robust LTV feedback synthesis for siso non-linear plants, *Int. Jnl. Of robust and nonlinear control*, 7:11-28
- Yaniv, O., 1991, Robust design of MIMO feedback systems having an uncertain non-linear plant, *Int. J. of Control*, 53 (6): 1283-1294
- Yasuda, H.; Nakayama, S.; Mori, T. y Takenaka, H., 1995, Modelling of a vapor compression refrigeration cycle with a scroll compressor and its design application. *Proc. 19th IIR Congress*, La Haya, 3a: 538-545.

- Yasuda, H.; Touber, S. y Machielsen, C.H.M., 1983, Simulation model of a vapor compression refrigeration system, *ASHRAE Trans.*, 89 (2A), 2787: 408-425.
- Ying, H.; Sler, W. y Buckley J., 1990, Fuzzy Control Theory: A Nonlinear case, *Automatica*, 26 (3): 513-520.
- Yu, B.F.; Wang, Z.G.; Yue, X.; Han, B.Q. y Wang, H.S., 1995, Simulation computation and experimental investigation for on-off procedure of refrigeration, *presented at 19th International congress of refrigeration*, La Haya.
- Zadeh L.A., 1970, Decision making in a fuzzy environment, *Management science*, vol 16 (4): 141-164
- Zadeh, L.A., 1965, Fuzzy Set. Information and Control 8. pp 338-353
- Zalewski, W., 1993, Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers, *Int. Journal of Refrigeration*, 16 (1): 23-30.
- Zorzini, G. y Panozzo, G., 1995, An electronic control strategy for a dry-expansion, *La Termotecnica*, 49: 83-91.

7.4 Lista de Figuras y Tablas.

Figura 1.1 (a, b). Distribución del consumo de energía en un país industrializado. (a) Todas las fuentes de energía; (b) Energía eléctrica. *Fuente: López (1995).*

Figura 1.2. Evolución de la producción de vegetales congelados (excepto patata prefrita). Fuente (Asociación Española de Fabricantes de Vegetales Congelados).

Figura 1.3. Evolución del comercio exterior de vegetales congelados excepto patata prefrita.

Figura 2.1. Diferentes tipos de modelos para propósitos de control (Moreira, 2001).

Figura 2.2. Sistema abierto con diferentes flujos de materia o corrientes de entrada/salida, con distintos componentes en cada corriente.

Figura 2.3. Señal de excitación de secuencia binaria pseudo-aleatoria (PRBS).

Figura 2.4. Ejemplo del problema de mostrar una señal a baja frecuencia.

Figura 2.5. Ejemplo de la aparición de ruido relevante en una señal muestreada.

Figura 2.6. Estructura de un sistema experto.

Figura 2.7. Modelo de simulación del compresor (*Chen y Lin, 1991*).

Figura 2.8. Modelo del condensador (según Yasuda *et al.*, 1983).

Figura 2.9. Representación del modelo de un evaporador inundado. (A) Modelo físico, (B) Modelo conceptual con una sola zona (Cleland, 1983).

Figura 2.10. Disposición de los evaporadores y el separador de líquido en el modelo de Marshall y James (1975).

Figura 2.11. Modelo de recipiente separador de una sola zona (Cleland, 1983,1989a).

Figura 2.12. Modelo de recipiente separador de dos zonas (Marshall y James, 1975).

Figura 2.13. Representación gráfica de la infiltración de aire a través de una puerta en una cámara de conservación de congelados (ASHRAE, 1994).

Figura 2.14. Utilización de los diferentes tipos de control en la industria agroalimentaria. (TBIM) sistemas de fabricación integral; (CPC) control

centralizado del proceso, (L) control del proceso poco o nada centralizado; (DPC) Control distribuido; (S) Islas de control. Según Moreira, 2001.

Figura 2.15. Esquema de controles PID propuesto por Hegglin (1995).

Figura 2.16. Diagrama de bloques del control en cascada propuesto por Shiming Ji *et al* (1995).

Figura 2. 17. Diagrama de bloques del modelo del sistema frigorífico y del control neuroborroso (Qing-Chao *et al*, 1997).

Figura 2.18. Controladores basados en principios de autoajustables borrosos y red neuronal adaptativa (Qing-Chao *et al*, 1997).

Figura 2.19. Esquema de las distintas Lógicas, Trillas et al., 1995.

Figura 2.20. Conjuntos Borrosos.

Figura 2.21. Conjunto Clásico frente a Conjunto Borroso.

Figura 2.22. Conjunto Borroso *grande*.

Figura 2.23. Esquema de un Controlador Borroso, (Matías, 1992).

Figura 2.24. Funciones de Pertenencia.

Figura 2.25. Función de pertenencia polinómica Pi.

Figura 2.26. Aplicación de Reglas ($T=T_2$).

Figura 2.27. Diagrama de bloques de un sistema típico.

Figura 2.28. Diagrama de Bode de las especificaciones frecuenciales superiores e inferiores (Horowitz y Sidi, 1972).

Figura 2.29. Representación de las variaciones de los parámetros y la frecuencia en los Templates.

Figura 2.30. Diagrama de Nichols representando un sistema y las frecuencias que nos indican el MF(ω_m) y MG (ω_c).

Figura 2.31. Gráfico de la especificación de Estabilidad Robusta.

Figura 2.32. Representación de la Especificaciones de Seguimiento a la referencia (Tracking Bounds).

Figura 2.33. Representación de las Especificaciones de Rechazo a las perturbaciones (Disturbance Bounds).

Figura 2.34. Diseño del controlador QFT (Loop-shaping).

Figura 4.1. Hoja de características del compresor HOWDEN 255-16550.

Figura 4.2. Grafico de la potencia frigorífica de un compresor en función de la T^a de evaporación y de condensación.

Figura 4.3. Fracción de potencia eléctrica consumida en función de la regulación de potencia frigorífica del compresor.

Figura 4.4. Esquema de la instalación frigorífica RV1.

Figura 4.5. Esquema de la instalación frigorífica SULZER.

Figura 4.6. Esquema de la instalación frigorífica RV2.

Figura 4.7. Esquema de la instalación frigorífica RV3.

Figura 4.8. Esquema de las cargas térmicas de una cámara de conservación de congelados.

Figura 4.9. Gráfico de la temperatura obtenida al lado de la puerta de la cámara.

Figura 4.10. Gráfico de las temperaturas a la entrada y salida del evaporador.

Figura 4.11. Gráfico del Incremento de temperatura medio logarítmico en el evaporador y del incremento de temperatura del aire en el evaporador.

Figura 4.12. Gráfico del valor del coeficiente global de transmisión de calor en el evaporador calculado a lo largo del tiempo.

Figura 4.13. Variación del flujo térmico en el evaporador Bettanini (1995).

Figura 4.14. Diagrama de bloques del modelo lineal.

Figura 4.15. Diagrama de bloques de un sistema MIMO 2 x 2.

Figura 4.16. Periodograma de la señal de control de los compresores de baja.

Figura 4.17. Periodograma de la señal de control de los compresores de alta.

Figura 4.18. Gráfico de la variación del coeficiente UA_e a lo largo del tiempo.

Figura 4.19. Variación de los parámetros a varias frecuencias del sistema entre la temperatura de la cámara y la señal de regulación de los evaporadores.

Figura 4.20. Contorno del template a la frecuencia nominal.

Figura 4.21. Diagrama de bloques de un sistema típico.

Figura 4.22. Diagrama de Bode de la respuesta que queremos que tenga el sistema $Y(s)/D(s)$.

Figura 4.23. Diagrama de bode de la especificación de Rechazo a las Perturbaciones.

Figura 4.24. Diagrama de Nichols de las especificaciones propuestas.

Figura 4.25. Diagrama de Nichols del sistema con las especificaciones de QFT.

Figura 4.26. Consumo eléctrico de un sistema de doble compresión a diferentes presiones intermedias (elaboración propia).

Figura 4.27. Diagrama de flujo del software CIMFROZEN, (López et al, 1998b).

Figura 5.1. Comparación entre el modelo de una zona y el de dos zonas.

Figura 5.2. Comparación entre el sistema de una zona con identificación y el modelo de dos zonas.

Figura 5.3. Comparación entre los datos reales y los del modelo no-lineal (Fecha: 16/04/1997).

Figura 5.4. Comparación entre los datos reales y el modelo no-lineal (Fecha: 03/03/1997).

Figura 5.5. Simulación obtenida de la Temperatura de Condensación.

Figura 5.6. Gráfico de la simulación obtenida de la Temperatura del Separador de Baja Presión.

Figura 5.7. Gráfico de la simulación obtenida de la Temperatura del Separador de Presión Intermedia (Fecha: 16/04/1997).

Figura 5.8. Parte de mantenimiento de las instalaciones frigoríficas.

Figura 5.9. Simulación de la regulación de potencia de los compresores en tanto por uno (Fecha: 16/04/1997).

Figura 5.10. Comparación de los consumos reales de la instalación RV1 y los obtenidos en la simulación (Fecha: 16/04/1997).

Figura 5.11. Evolución de la temperatura en el túnel 6MA, (con guisante, tiempo de permanencia 420 s. e intervalo de desescarche de 16h.

Figura 5.12. Evolución de la temperatura en el túnel 6MA, (con patata, tiempo de permanencia 480 s. e intervalo de desescarche de 8h.

Figura 5.13. Potencia eléctrica sala de máquinas Sulzer, servicio a túnel 6MA, durante la fabricación de patata.

Figura 5.14. Potencia eléctrica sala de máquinas Sulzer, servicio a túnel 6MA, durante la fabricación de guisante.

Figura 5.15. Evolución de la temperatura en el túnel 26ADF, producto guisante, tiempo permanencia 750 s. intervalo desescarche, 16h.

Figura 5.16. Potencia eléctrica sala de máquinas RV2, servicio a túnel 26ADF, durante la fabricación de guisante.

Figura 5.17. Evolución de la temperatura en el túnel MATAL, producto tomate, tiempo permanencia 100min. intervalo desescarche, 40h.

Figura 5.18. Potencia eléctrica sala de máquinas RV3, servicio a túnel MATAL, durante la fabricación de tomate.

Figura 5.19. Comparación entre el Modelo Lineal, el No-Lineal y los Datos reales.

Figura 5.20. Variación de la respuesta del sistema ante la variación de los parámetros.

Figura 5.21. Detalle de la variación de la respuesta del sistema ante la variación de los parámetros.

Figura 5.22. Representación del control QFT desarrollado en el NC.

Figura 5.23. Comparación entre el Control original y el QFT sobre el modelo no-lineal.

Figura 5.24. Comparación del control termostato y el control QFT ante una entrada escalón en la temperatura de referencia.

Figura 5.25. Comparación entre el Control Termostato y el Control QFT ante la presencia de una perturbación a la salida debida a la apertura de la puerta a una frecuencia de 2 minutos por ciclo.

Figura 5.26 (a,b). Resultados del control FLC-PI frente el Control Normal en forma de potencia consumida en los compresores de Alta(5.25a) y de Baja (5.25b).

Figura 5.27. Gráfico de la variación de la Presión intermedia según el cálculo del punto de consumo mínimo.

Figura 5.28. Pantalla principal con la presentación del proyecto.

Figura 5.29. Pantalla principal con la imagen en planta de la fábrica en la que se puede pinchar en cada elemento de la fábrica para obtener información.

Figura 5.30. Información obtenida al pinchar en la línea de Judía Verde, esta información comprende todos los equipos relacionados con esta línea y sus características en cuanto a modernización y rendimientos.

Figura 5.31. Pantalla donde se elige el tipo de producto a producir con sus cantidades detalladas hora a hora. Cada producto esta asociado a su vez a una línea determinada y a su vez a unos congeladores determinados.

Figura 5.32. Simulación de la temperatura en el centro del producto durante la fase de escaldado.

Figura 5.33. Simulación de la retención de la vitamina C en el producto durante la fase de escaldado.

Figura 5.34. Simulación de la Inactivación enzimática de la POD durante la fase de escaldado.

Figura 5.35. Simulación de la Inactivación enzimática de la LOX durante la fase de escaldado.

Figura 5.36. Temperatura (°C) obtenida en la simulación en el túnel 6MA del producto y de la temperatura ambiente.

Figura 5.37. Simulación de la respuesta del producto en el interior de un palet a las variaciones de temperatura (°C) provocadas en el interior de la cámara de conservación de congelados.

Figura 5.38. Consumo de agua , en m³, resultante en la línea según la producción y el tiempo.

Figura 5.39. Consumos de energía (kW/h) de todos los equipos de la línea incluyendo los congeladores.

Figura 5.40. Producción de agua residual en m³ en cada hora.

Figura 5.41. Producción de sólidos residuales en kg en cada hora.

Figura 7.1. Señal continua $X(t)$ muestreada cada KT_0 .

Figura 7.2. Señal discreta formada a partir de los datos muestreados.

Índice de tablas

Tabla 1.1. Consumo per cápita de frutas y hortalizas transformadas en España (kg/persona y año). *Fuente: M.A.P.A. La Alimentación en España. Madrid, 1999.*

Tabla 2.1. Comparación entre un sistema clásico de procesamiento y un sistema experto.

Tabla 2.2. Operadores-t.

Tabla 2.3. Tabla de reglas.

Tabla 4.1. Errores cometidos en la linealización de la entalpía.

Tabla 4.4. Tabla de reglas del control FLC.

Tabla 5.1. Comparación del control FLC-PI y del control PI respecto al consumo medio.